

文章编号:0253-4339(XXXX)XX-0001-09  
doi: 10.12465/issn.0253-4339.20250923004

## 电动汽车 R290 热泵带储液罐系统的充注性能研究

孙尧<sup>1,2,3</sup> 邵闻聪<sup>1,2,3</sup> 王艳霞<sup>4</sup> 杨天阳<sup>1,2,3</sup> 张荣荣<sup>5</sup> 邹慧明<sup>1,2,3</sup>

(1 中国科学院理化技术研究所 北京 100190; 2 中国科学院大学 北京 100049; 3 中国科学院理化技术研究所低温科学与技术全国重点实验室 北京 100190; 4 中国汽车工程学会 北京 102607; 5 浙江三花汽车零部件有限公司 杭州 310018)

**摘要** 针对配备储液罐的电动汽车 R290 热泵系统,研究了回热循环模式和补气循环模式下,制冷剂充注量对系统循环状态及性能的影响。通过系统实验发现,充注量增加过程中存在一段“平缓期”,此区间内系统循环状态基本不变且 COP 达到最大值,而平缓期外制冷剂蒸发压力、过冷度、蒸发器进口干度随充注量增加而升高,压缩机吸气及排气过热度下降。2 种循环模式的平缓期充注量区间不同(回热循环 260~290 g,补气循环 270~300 g),主要由系统内部制冷剂密度分布差异导致。基于平缓期长度计算的储液罐有效储液占比分别为 35.6% 和 36.1%,可作为储液罐性能评价指标。进一步分析发现,在包含平缓期的更宽充注量区间内存在性能平台期,系统制冷量和 COP 基本保持稳定,可量化系统在最佳性能下的可用充注量范围。通过对比 2 种循环模式的性能平台期,可确定全工况下的最佳公共充注量,本系统最优充注量为 270 g。极端环境测试表明,在 -20 °C 制热工况和 43 °C 制冷工况下,系统均表现出良好性能,验证了所提出方法的有效性。

**关键词** 电动汽车; R290 热泵; 储液罐; 充注量; 循环特性

中图分类号: TB61; U469.72

文献标识码: A

## Impact of Liquid Reservoir on Charging Performance in R290 Heat Pump Systems for Electric Vehicles

Sun Yao<sup>1,2,3</sup> Shao Wencong<sup>1,2,3</sup> Wang Yanxia<sup>4</sup> Yang Tianyang<sup>1,2,3</sup>  
Zhang Rongrong<sup>5</sup> Zou Huiming<sup>1,2,3</sup>

(1. Technical Institute of Physics and Chemistry, Chinese Academy of Sciences, Beijing, 100190, China; 2. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing, 100049, China; 3. State Key Laboratory of Cryogenic Science and Technology, Technical Institute of Physics and Chemistry, Chinese Academy of Sciences, Beijing, 100190, China; 4. China Society of Automotive Engineers, Beijing, 102607, China; 5. Zhejiang Sanhua Automotive Components Co, Ltd., Hangzhou, 310018, China)

**Abstract** This study investigated the effects of refrigerant charge on the cycle states and performance of an R290 heat pump system equipped with a liquid receiver for electric vehicles in both economizer and vapor-injection modes. Experimental results revealed a distinct “buffer period” during the charging process, within which the system cycle state remains essentially unchanged and the COP reaches its maximum. Outside this period, evaporating pressure, subcooling, and evaporator inlet dryness fraction increased with charging, whereas compressor suction and discharge superheats decreased. The buffer-period charge ranges differed between the two modes—260–290 g for the economizer cycle and 270–300 g for the vapor-injection cycle—primarily owing to differences in the internal refrigerant density distribution. Based on the buffer-period duration, the effective liquid storage ratios of the receiver were calculated to be 35.6% and 36.1%, respectively, providing a quantitative metric for evaluating the receiver performance. Further analysis identified a wider “performance plateau period,” during which the system cooling capacity and COP remained nearly constant, allowing quantification of the optimal charge range. By comparing the performance plateau periods of both cycles, the optimal common charge under all operating conditions was determined; for this system, it is 270 g. Extreme-condition tests showed that the system maintains good heating and cooling performance at -20 °C heating mode and 43 °C cooling mode, confirming the effectiveness of the proposed method.

**Keywords** electric vehicles; R290 heat pump; receiver tank; refrigerant charge; cycle characteristics

在全球加快绿色低碳转型的背景下,电动汽车 作为清洁交通的重要发展方向得到广泛推广。车用

收稿日期:2025-09-23;修回日期:2025-11-05;录用日期:2025-11-20

热泵空调系统是电动汽车第二大耗能设备<sup>[1]</sup>,对整车能耗和续航能力存在显著影响。传统空调系统使用的氟利昂类工质虽然性能优异,但普遍存在全球变暖潜值(Global Warming Potential, GWP)高、环境影响大的问题,亟需寻找更加环保、高效的替代工质<sup>[2-3]</sup>。R290(丙烷)作为一种天然工质,不仅GWP极低,且具有良好的热力学性能和能效表现,成为替代传统工质的有力候选<sup>[4-8]</sup>。

然而由于其易燃易爆的特性,R290的使用存在一定的安全风险<sup>[9]</sup>,充注量是影响热泵空调安全与系统性能的关键参数,已引起国内外众多研究者的广泛关注并开展了大量相关研究<sup>[10-15]</sup>。当制冷剂充注量偏低时,系统循环流量不足,压缩机吸气过热度增大,易导致排气温度过高;而充注量过高则可能引起压缩机排气压力偏高,增加系统运行负担,甚至影响安全性和稳定性<sup>[16]</sup>。R. Choubali等<sup>[17]</sup>通过对采用R290的蓄热式热泵热水器进行实验研究,探讨了制冷剂充注量对吸气过热度的影响。研究表明,随着充注量的增加,系统吸气过热度先下降后趋于稳定。M. Ávila-Gutiérrez等<sup>[18]</sup>探讨了制冷剂充注量对带闪蒸罐的跨临界CO<sub>2</sub>系统在低温工况下的制冷性能影响,研究指出,当气体冷却器出口温度为40℃时,最低充注量与最佳充注量之间的性能差异显著,最大COP损失可达20%。刘明康等<sup>[19]</sup>则基于某小型电动汽车热泵空调系统,实验研究了制冷剂充注量对系统热性能的影响,发现该系统在制冷模式与制热模式下的最优充注量存在明显差异。

针对R290热泵空调的宽工况运行需求,常引入

回热循环和补气循环,以增强系统的制冷/热能力与低温适应性。其中,补气增焓技术作为实现宽温域高效运行的重要手段,可通过向压缩机中喷射气态或液态工质,有效增加循环流量、降低排气温度,从而提升系统性能<sup>[20-24]</sup>。回热循环则通过提高冷凝器出口过冷度,增强蒸发器换热能力,提升系统性能<sup>[25-29]</sup>。由于R290热泵需要适应更宽的温度工况,所以充注量既要满足低温环境的供热要求,又要满足高温环境的制冷需要。需要采用气液分离器或者储液罐满足变工况的充注量需求。其中,储液罐储存相同质量制冷剂所需体积更小。相比于基本循环,回热/补气循环系统更加复杂,储液罐对系统的影响是开发R290热泵的重要问题。

本文设计并搭建了一套带储液罐的R290热泵实验系统,针对充注量变化对循环参数状态和系统性能的影响开展了实验研究。

## 1 系统原理及实验装置

### 1.1 系统原理

本文研究了应用于电动汽车的R290热泵系统。热泵系统原理如图1所示,其包括制冷剂回路和双侧冷却液回路。该系统的制冷剂回路包括补气涡旋压缩机、组合式冷凝器、板式蒸发器、主路电子膨胀阀和支路电子膨胀阀,以及采用一个中间换热器,兼作补气循环过程的经济器和回热循环的回热器。其中组合式冷凝器包括板式冷凝器和板式过冷器2部分,中间设有1个储液器。

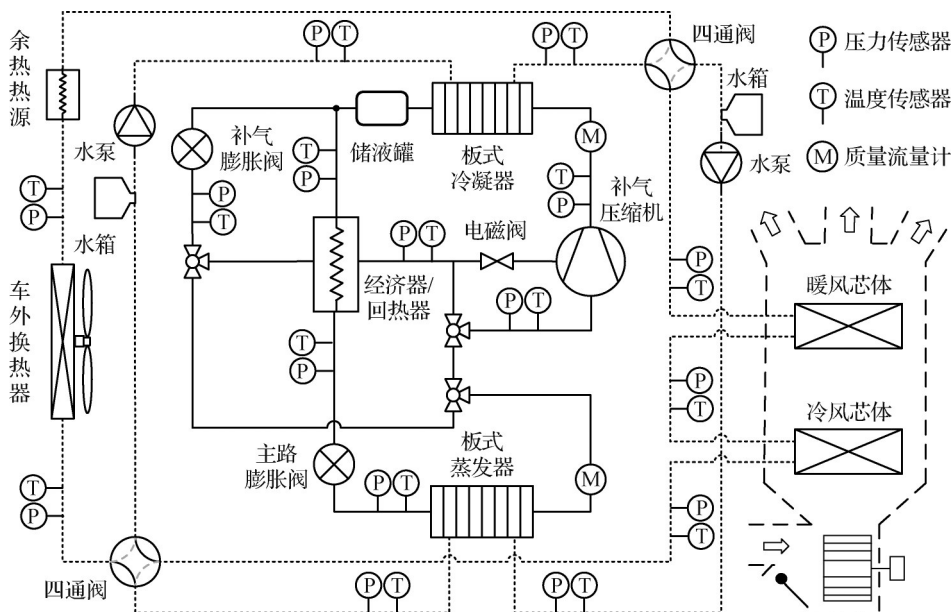


图1 R290热泵系统原理

Fig.1 Principle of R290 heat pump system

图2所示为基本/回热/补气循环热泵压焓图,其中基本循环可表示为1-2-3-4-1,回热循环表示为1-5-6-3-7-8-1,补气循环可表示为1-12-13-9-3-7-8-1和3-10-11-13。由于补气循环中,压缩机内部状态点12和13难以直接测得,因此准二级压缩过程的理论耗功等价于虚线1-9和11-9。循环中假定节流前后的焓值相等。

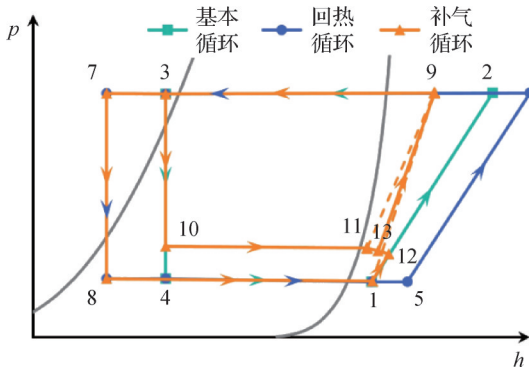


图2 R290基本/回热/补气循环压焓图

Fig.2  $p-h$  diagram of the R290 basic, regenerative, and vapor injection cycles

当运行补气模式时,压缩机排出的高温高压R290蒸气在水冷冷凝器中与二次介质进行热量交换,冷凝后的液态制冷剂分别进入主路与支路。支路的制冷剂通过补气膨胀阀节流,再流入经济器中压侧,进一步冷却主路制冷剂。经过热交换的支路工质也变为具有一定过热度的蒸气状态,然后由压缩机补气口吸入,与主路工质混合完成喷射补气的过程。主路的制冷剂经过经济器高压侧后,再由膨胀阀节流降压,进入蒸发器吸热并蒸发,然后返回压缩机完成循环。

当运行回热模式时,压缩机排出的高温高压R290蒸气在水冷冷凝器中与二次介质进行热量交换,冷凝后的液态制冷剂进入回热器高压侧被进一步冷却,然后由膨胀阀节流降压,进入蒸发器吸热并蒸发,再进入回热器低压侧吸热,随后返回压缩机完成循环。

该系统还包括双侧二次回路系统,通过采用二次流体冷却液作为传热介质,提高系统安全性,同时有利于实现整车热管理能量分配。冷却液系统包括2个可切换的二次回路,室内侧回路拥有车内换热器,室外侧回路则有车外换热器以及余热回收换热器。2个回路内安装了2套膨胀水箱和水泵,分别驱动两侧的冷却液与制冷剂回路中的冷凝器、蒸发器进行换热。

### 1.2 实验装置

基于上述系统原理,搭建了R290热泵系统实验

台架,如图3所示。实验采用排量为34 mL的补气压缩机,主路膨胀阀选用2.1 mm孔径的电子膨胀阀,补气膨胀阀选用1.2 mm孔径的电子膨胀阀,储液罐容积为200 mL,系统采用的主要换热器部件的具体参数如表1所示。

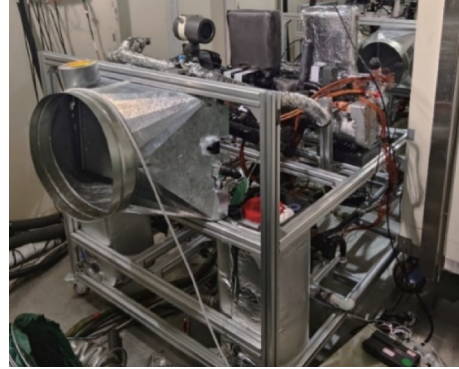


图3 R290热泵系统实验台架

Fig.3 Experimental test bench of the R290 heat pump system

表1 R290汽车热泵系统换热器部件参数

Tab.1 Parameters of heat exchanger components in the R290 automotive heat pump system

换热器部件	换热器类型	长/mm	宽/mm	附注
蒸发器	板式	260	138	板片数18
冷凝器	板式	125	94	板片数28
中间换热器	板式	88	64	板片数30
室外换热器	微通道	593	27	扁管数62
冷风芯体	微通道	278.6	38	扁管数35
暖风芯体	微通道	245	28	扁管数41

在焓差实验室内对实验系统进行了性能测试,测试所用的焓差实验室包括车内和车外2个环境室,分别来模拟电动汽车空调系统的车内和车外环境。车外环境室和车内环境室各有1套制冷和加热、加湿设备,通过空气循环可以精确控制环境车内的温度和湿度,风量测量装置可以为实验精确提供所需的循环风量。测试用的焓差实验室符合GB/T 21361—2017《汽车用空调器》等汽车空调行业标准的相关规定,满足汽车空调系统的制热量、风量等技术参数的测量。

实验系统的车外换热器与室外侧的受风箱相连,车内气冷器与室内侧的受风箱相连。受风箱内设置有干球和湿球温度传感器,用于测量出风的干球和湿球温度。压缩机的输入功由焓差室内置的数字功率计测量。主要部件的进出口都设有温度和压力传感器,2个流量测点分别设在压缩机吸气口前和排气口后,分别测量吸气和排气的制冷剂流量。

由于在室内温度较高的条件下,系统所需的最佳充注量相对较大<sup>[30]</sup>。为满足大多数工况下的充注需求,本实验环境参数设定如下:室外侧温度 43 °C,相对湿度 40%;室内侧温度 35 °C,相对湿度 40%。系统运行期间,室外侧风量控制在(2 400±30)m<sup>3</sup>/h,室内侧风量在(480±5)m<sup>3</sup>/h;二次回路高压侧水流量控制在(20±0.5)L/min,低压侧流量维持在(19±0.5)L/min。压缩机采用定转速控制策略,实验过程中保持 4 000 r/min。阀门控制参数方面,本实验采用定阀开度运行方式,选择较小的阀门开度,使系统初始阶段有较高的吸气过热度,以保证实验过程吸气始终过热。

### 1.3 性能计算

在实验测试中,需要根据制冷剂温度、压力和流量等实验数据计算系统制冷量  $Q$  和系统性能系数 COP 等参数,以更好地分析系统特性。

制冷量  $Q$ :

$$Q = \dot{m}(h_{out} - h_{in}) \quad (1)$$

系统性能系数 COP:

$$COP = Q/W \quad (2)$$

干度  $x$ :

$$x = (h - h_f)/(h_g - h_f) \quad (3)$$

过热度  $\Delta T_{super}$ :

$$\Delta T_{super} = T_{out} - T_{sat} \quad (4)$$

过冷度  $\Delta T_{sub}$ :

$$\Delta T_{sub} = T_{sat} - T_{out} \quad (5)$$

式中: $\dot{m}$ 为蒸发器制冷剂质量流量,kg/s; $h_{out}$ 为蒸发器出口焓值,J/kg; $h_{in}$ 为蒸发器进口焓值,J/kg; $W$ 为系统功耗,即压缩机输入功率,W; $h$ 为制冷剂的比焓,J/kg; $h_f$ 为相同压力下的饱和液态焓,J/kg; $h_g$ 为相同压力下的饱和气态焓,J/kg; $T_{out}$ 为测量温度,°C; $T_{sat}$ 为同相同压力下的饱和温度,°C。

$Q$  和 COP 的不确定性可按下式<sup>[31]</sup>进行估算:

$$\frac{\delta R}{R} = \left[ \sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial R}{\partial X_i} \frac{\delta X_i}{R} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (6)$$

式中: $R$ 为待评估不确定度的结果量; $X_i$ 为第  $i$  个独立测量变量。

R290 相关热力学性质均通过 REFPROP 9.1 软件获取。实验系统的不确定度分析结果如表 2 所示。

## 2 分析与讨论

### 2.1 充注量对循环状态参数变化的影响

图 4 所示为在回热循环和补气循环工况下,不同充注量条件对应的系统压焓图。由图 4 可知,制冷剂

表 2 参数不确定度

Tab.2 Parameter uncertainty

参数	不确定度
制冷剂压力	±0.5%
制冷剂温度	±0.5°C
制冷剂质量流量	±0.5%
冷却液温度	±0.5°C
冷却液流量	±0.5%
空气温度	±0.1°C
风量流量	±1%
压缩机功率	±0.2%
制热量	±2.5%
COP	±2.5%

充注量变化会引起系统循环状态的变化,主要体现在冷凝侧的冷凝压力与出口过冷度、蒸发侧的蒸发压力与进口干度,以及压缩机的吸气过热度与排气温度等关键参数上。通过分析这些参数随充注量的变化规律,可以系统掌握循环过程中的热力特性,为优化充注控制与性能提升提供依据。以下将对回热循环和补气循环下各参数的变化进行具体分析。

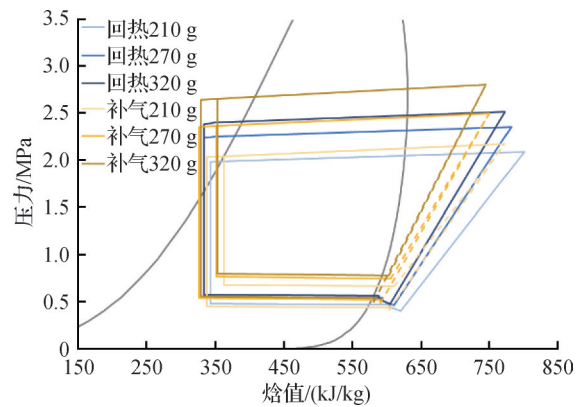


图 4 不同充注量下回热循环和补气循环压焓图

Fig.4  $p$ - $h$  diagram of regenerative and vapor injection cycles under varying charge amounts

图 5 所示为回热循环和补气循环工况下冷凝压力与冷凝器出口过冷度随制冷剂充注量的变化。由图 5 可知,回热模式下随着充注量由 200 g 增至 260 g,冷凝压力逐渐由 1.97 MPa 升至 2.25 MPa,过冷度也逐渐由 0.2 °C 增至 8.8 °C;当充注量由 260 g 增至 290 g 时,冷凝压力和过冷度几乎不变;当充注量由 290 g 增至 330 g 时,冷凝压力又由 2.25 MPa 升至 2.48 MPa,过冷度也由 8.6 °C 增至 13.4 °C。补气循环下整体趋势与回热循环类似:随着充注量由 210 g 增加至 270 g,冷凝压力逐渐由 2.04 MPa 升至 2.36 MPa,过冷度也

逐渐由 0.1 °C 增至 10.3 °C;当充注量由 270 g 增至 300 g 时,冷凝压力和过冷度几乎不变;当充注量由 300 g 增至 320 g 时,冷凝压力又由 2.36 MPa 升至 2.66 MPa,过冷度也由 10.2 °C 增至 15.6 °C。冷凝压力的上升反映了冷凝器中液态制冷剂的密度变化,随着充注量增加,系统中更多的液态制冷剂填充至冷凝器中,导致压缩机排气端的冷凝压力增高。

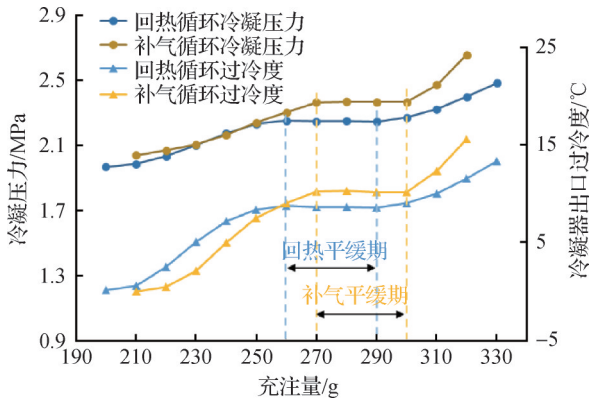


图5 冷凝压力和过冷度随充注量的变化

Fig.5 Variation of condensing pressure and subcooling with charge amount

蒸发侧参数方面,图6所示为蒸发压力与蒸发器进口干度随制冷剂充注量的变化。由图6可知,回热模式下随着充注量由 200 g 增至 260 g,蒸发压力逐渐由 0.46 MPa 升至 0.54 MPa,蒸发器进口干度也逐渐由 0.61 增至 0.67;当充注量由 260 g 增至 290 g 时,蒸发压力和蒸发器进口干度几乎不变;当充注量由 290 g 增至 330 g 时,蒸发压力又由 0.54 MPa 升至 0.58 MPa,蒸发器进口干度也由 0.67 °C 增至 0.69 °C。补气循环下,随着充注量由 210 g 增至 270 g,蒸发压力逐渐由 0.44 MPa 升至 0.52 MPa,蒸发器进口干度也逐渐由 0.626 增至 0.688;当充注量由 270 g 增至 300 g 时,蒸发压力和蒸发器进口干度几乎不变;当充注量由 300 g 增至 320 g 时,蒸发压力又由 2.36 MPa 升至 2.66 MPa,蒸发器进口干度则变化较小。

图7所示为压缩机吸气过热度和排气温度随制冷剂充注量的变化。回热模式下随着充注量由 200 g 增至 260 g,吸气过热度逐渐由 30.7 °C 降至 20.8 °C,排气温度也逐渐由 132.6 °C 降至 125.4 °C;当充注量由 260 g 增至 290 g 时,吸气过热度和排气温度几乎不变;当充注量由 290 g 增至 330 g 时,吸气过热度逐渐由 20.4 °C 降至 11.0 °C,排气温度也逐渐由 125.4 °C 降至 118.3 °C。补气循环下整体趋势与回热循环类似:随着充注量由 210 g 增至 270 g,吸气过热度逐渐由 20.0 °C 降至 8.4 °C,排气温度也逐渐由 119.91 °C

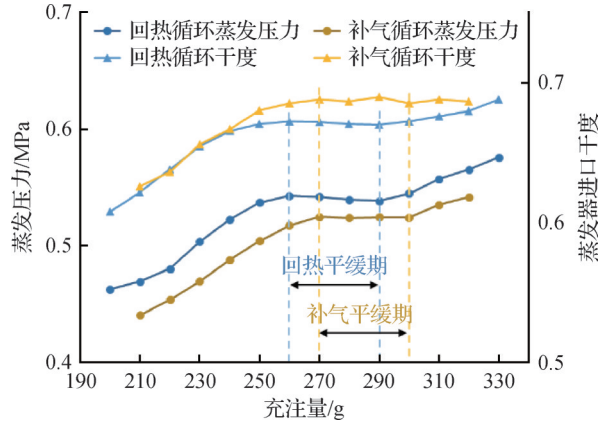


图6 蒸发压力和进口干度随充注量的变化

Fig.6 Variation of evaporation pressure and inlet quality with charge amount

降至 113.6 °C;当充注量由 270 g 增至 300 g 时,吸气过热度和排气温度几乎不变;当充注量由 300 g 增至 320 g 时,吸气过热度又由 8.5 °C 降至 2.4 °C,但排气温度变化较小。吸气过热度的减小意味着蒸发器中更多的制冷剂以相变形式进行换热,从而提高了蒸发器的换热效率。同时,吸气过热度的降低也会使排气温度相应下降,减少压缩机的过热风险。然而,若吸气过热度过低,压缩机可能会发生液击,影响其寿命。因此,需要选择合适的充注量,以保持适当的吸气过热度,确保系统的稳定性和压缩机的长寿命。

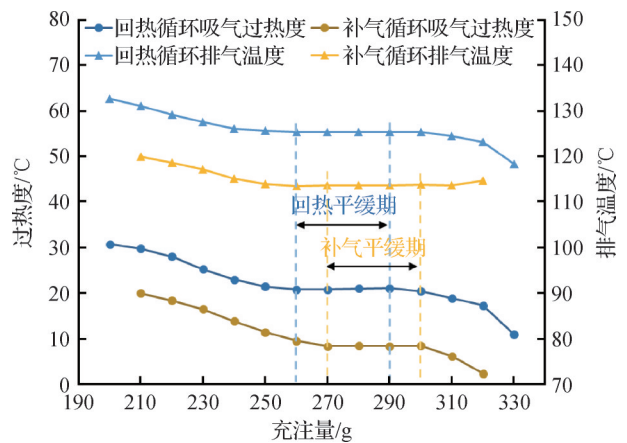


图7 压缩机吸气过热度和排气温度随充注量的变化

Fig.7 Variation of compressor suction superheat and discharge temperature with charge amount

由上述数据可知,在充注量增加过程中,2种循环均存在一段区间,该区间内循环状态参数几乎不随充注量改变而发生变化,将其称之为平缓期。推测该现象的出现与系统中的储液罐有关。当充注量达到一定值时,继续增加充注量仅增加储液罐内储液量,不会改变系统中循环的制冷剂质量,因此系统

循环状态保持稳定,直至储液罐完全充满制冷剂后,新增的制冷剂才将进入系统循环,导致循环制冷剂增加,系统循环状态再次发生显著变化。

虽然2种循环模式下都存在平缓期,但所对应的制冷剂充注量存在差异。回热循环模式平缓期对应的充注量为260~290 g,补气循环模式平缓期对应的充注量为270~300 g。该差异主要与系统内部局部制冷剂密度分布有关。回热循环模式中,回热器低压侧充满气态工质,而补气循环模式下,经济器中压侧为密度相对更大的两相工质,从而使补气循环模式在相同充注量下存储更多制冷剂,因此较晚进入平缓期。

此外,虽然开始与结束平缓期的充注量不同,但2种循环模式的平缓期长度保持一致,均为30 g。这是由于实验过程中2种循环模式在平缓期的冷凝压力差异较小,导致储液罐内制冷剂密度相近,因此2种循环模式的平缓期长度相近。而在每次以10 g为增量进行增加充注的条件下,难以分辨平缓期长度的细微差异。

平缓期对应的充注量可视为储液罐的有效储液量,结合平缓期内制冷剂密度可计算出有效储液容积,并与储液罐几何容积做比,得到有效储液占比。有效储液占比可以作为储液罐性能的评价指标。实验结果表明,本系统回热循环和补气循环下的有效储液占比分别为35.6%和36.1%。

### 2.2 充注量对制冷性能的影响

图8所示为系统制冷量和COP随制冷剂充注量的变化。与制冷剂循环状态仅在平缓期保持稳定不同,制冷量和COP在包含平缓期在内的一段更宽充注区间内均未出现明显变化。因此,仅以平缓期判断充注量对系统性能的影响存在局限,平缓期长度不足以全面反映性能平台范围。为了更准确地描述充注量与系统性能之间的关系,本文以平缓期最大制冷量与最佳COP对应的充注量为性能基准,选取制冷量与COP均高于基准值95%的充注量区间,定义为充注量性能平台期。

结果表明,回热循环与补气循环的制冷量与COP随制冷剂充注量的变化表现出相似的趋势:在进入性能平台期之前,随着充注量增加,制冷量持续上升,COP同步提高;在性能平台期内,制冷量与COP基本保持稳定;而在性能平台期之后,虽然制冷量继续随充注量增加而有一定提升,但COP开始下降。回热循环模式性能平台期对应的充注量为240~320 g,平台期长度为80 g;补气循环模式性能平台期对应的充注量为250~310 g平台期长度为60 g。与各自的平缓期相比,回热循环模式的性能平台期起始充注量

降低7.7%,结束充注量提高10.3%;补气循环模式起始充注量降低7.4%,结束充注量提高3.3%。

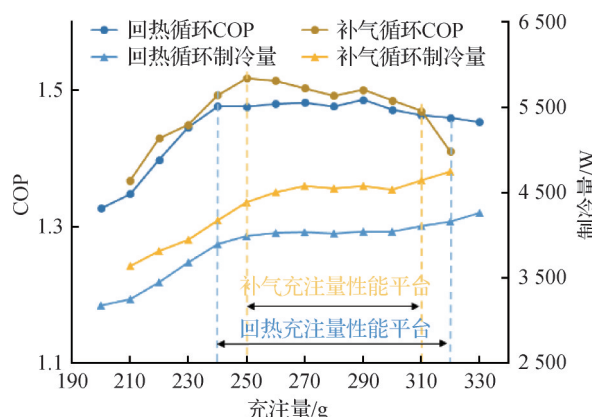


图8 制冷量与COP随充注量的变化

Fig.8 Variation of cooling capacity and COP with charge amount

综合上述结果,本系统最佳充注量为270~290 g,出于经济性和安全性考虑,选择270 g充注量进行后续实验。需要特别注意的是,由于数据采集的需求,实验系统比实际应用中的热泵复杂,实验系统的容积更大,因此其制冷剂充注量也相对较高。

### 2.3 最佳充注下的系统制冷/制热性能

根据前期充注量实验结果,确定充注量为270 g。在此基础上,分别在-20℃制热工况和43℃制冷工况下,开展了回热循环与补气循环的全新风性能测试。实验结果如图9所示,在-20℃制热工况下,回热循环模式下制热量为4 236 W,COP达到1.97;补气循环模式下制热量提升至5 654 W,COP为1.72。在43℃制冷工况下,回热循环模式下制冷量为5 213 W,COP为1.70;补气循环模式下制冷量为5 862 W,COP为1.66。在上述2种工况下,系统均表现出良好的性能水平。

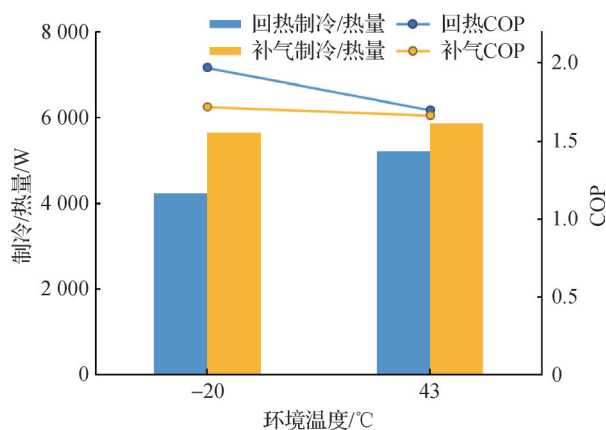


图9 最佳充注量下制冷/制热性能

Fig.9 Cooling and heating performance at optimal charge amount

### 3 结论

本文针对电动汽车R290热泵带储液罐系统,研究了2种循环下制冷剂充注量对制冷剂状态与系统性能的影响,主要得到如下结论:

1)在制冷剂充注量增加过程中,存在一段“平缓期”,在此区间内,增加充注量仅使储液罐中储液量增加,而工质循环状态基本保持不变,且系统COP取得最大值。在非平缓期,制冷剂蒸发压力、过冷度、蒸发压力和蒸发器进口干度随充注量增加而升高;压缩机吸气过热度 and 排气过热度随充注量增加而降低。

2)回热循环与补气循环的平缓期对应充注量区间不同:回热循环为260~290 g,补气循环为270~300 g,其差异主要源于系统内部局部制冷剂密度分布不同,补气循环因经济器中压侧存在两相工质而能存储更多制冷剂,因而平缓期出现较晚。基于平缓期长度计算的有效储液占比可以作为储液罐性能的评价指标,本系统回热循环和补气循环下的有效储液占比分别为35.6%和36.1%。

3)在包含平缓期但更宽的充注量区间内,还存在一段性能平台期,在该区间内系统COP和制冷量基本保持稳定。与平缓期相比,回热循环模式性能平台期的起始充注量降低7.7%,结束充注量提高10.3%;补气循环模式起始充注量降低7.4%,结束充注量提高3.3%。性能平台期的存在和长度可以量化系统在最佳性能下的可用充注量范围。对于可切换循环的系统,通过对比2种循环的性能平台期,可以确定全工况下的最佳公共充注量,从而最终确定系统的最优充注量配置。

4)确定本系统最佳充注量为270 g,在此充注量下进行极端环境性能测试,在-20℃制热工况下,回热循环和补气循环制热量分别为4 236 W和5 654 W, COP分别为1.97和1.72;43℃制冷工况下制冷量分别为5 213 W和5 862 W, COP分别为1.70和1.66。系统均表现出良好的性能水平。

本文受中国科学院国际伙伴计划(174GJHZ2023065GC),中国博士后科学基金(2024M763358),长春市科技发展计划项目(23SH19)资助。(The project was supported by the International Partnership Program of Chinese Academy of Sciences. Grant (No. 174GJHZ2023065GC), the China Postdoctoral Science Foundation (No. 2024M763358), Changchun Science and Technology Planning Project (No. 23SH19).)

#### 参考文献

[1] Kwon C, Kim M S, Choi Y, et al. Performance evaluation

of a vapor injection heat pump system for electric vehicles [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2017, 74: 138-150.

[2] Wongwises S, Chimres N. Experimental study of hydrocarbon mixtures to replace HFC-134a in a domestic refrigerator [J]. *Energy Conversion and Management*, 2005, 46(1): 85-100.

[3] Sánchez D, Cabello R, Llopis R, et al. Energy performance evaluation of R1234yf, R1234ze(E), R600a, R290 and R152a as low-GWP R134a alternatives [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2017, 74: 269-282.

[4] 张耘,柳慈翀,陈晓宁,等.低温热泵系统中R290替代R22的性能研究及优化[J].*制冷学报*,2019,40(3):72-78.(Zhang Yun, Liu Cichong, Chen Xiaoning, et al. Performance study and optimization on alternative refrigerant R290 in R22 low temperature heat pump system [J]. *Journal of Refrigeration*, 2019, 40(3): 72-78.)

[5] 张振亚,王芳,肖庭庭,等.替代工质R32和R290的对比研究[J].*流体机械*,2014,42(5):74-77,42.(Zhang Zhenya, Wang Fang, Xiao Tingting, et al. Comparative tests of alternative refrigerants R32 and R290 [J]. *Fluid Machinery*, 2014, 42(5): 74-77, 42.)

[6] Khai F N S, Zakaria N S. The impact of hydrocarbon R290 refrigerant on air conditioner performance and environmental sustainability [J]. *Pertanika Journal of Science and Technology*, 2025, 33(2): 1069.

[7] Ibrahim O A A, Ali Kadhim S, Hammoodi K A, et al. Review of hydrocarbon refrigerants as drop-in alternatives to high-GWP refrigerants in VCR systems: the case of R290 [J]. *Cleaner Engineering and Technology*, 2024, 23: 100825.

[8] Cheng Song, Wang Shuangfeng, Liu Zhongmin. Cycle performance of alternative refrigerants for domestic air-conditioning system based on a small finned tube heat exchanger[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2014, 64(1/2): 83-92.

[9] 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.

[10] 刘杰,赵宇,祁照岗,等.制冷剂充注量对新型换热器汽车空调的影响[J].*制冷学报*,2011,32(1):12-15.(Liu Jie, Zhao Yu, Qi Zhaogang, et al. Impact of refrigerant charge on mobile air conditioning system with new heat exchanger[J]. *Journal of Refrigeration*, 2011, 32(1): 12-15.)

[11] 吴金玉.电动车用空调热泵系统制冷剂充注量试验研究[J].*科技创新与应用*,2019,9(21):40-43.(Wu

- Jinyu. Experimental study on refrigerant charge of air conditioning heat pump system for electric vehicle [J]. *Technology Innovation and Application*, 2019, 9(21): 40–43.)
- [12] Li Kang, Lan Jiao, Zhou Guoliang, et al. Investigation on the influence of refrigerant charge amount on the cooling performance of air conditioning heat pump system for electric vehicles[J]. *Journal of Thermal Science*, 2019, 28(2): 294–305.
- [13] Redón A, Navarro-Peris E, Pitarch M, et al. Analysis and optimization of subcritical two-stage vapor injection heat pump systems[J]. *Applied Energy*, 2014, 124: 231–240.
- [14] Hazarika M M, Ramgopal M, Bhattacharyya S, et al. Role of receiver on the performance of a transcritical CO<sub>2</sub> based air-conditioning unit with single-stage and two-stage expansion [J]. *Science and Technology for the Built Environment*, 2021, 27(5): 1–28.
- [15] 石含, 郑文科, 姜益强, 等. 制冷剂充注量对补气增焓热泵系统的影响[J]. *制冷学报*, 2022, 43(6): 114–120. (Shi Han, Zheng Wenke, Jiang Yiqiang, et al. Effect of refrigerant charge on air-source heat pump system with vapor injection [J]. *Journal of Refrigeration*, 2022, 43(6): 114–120.)
- [16] 周光辉, 李海敏, 崔四齐, 等. 电动客车热泵空调系统制冷剂充注量实验研究[J]. *低温与超导*, 2016, 44(3): 44–48. (Zhou Guanghui, Li Haimin, Cui Siqi, et al. Experimental study on refrigerant charge of heat pump air conditioning system in electric bus [J]. *Cryogenics and Superconductivity*, 2016, 44(3): 44–48.)
- [17] Ghoubali R, Byrne P, Bazantay F. Refrigerant charge optimisation for propane heat pump water heaters [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2017, 76: 230–244.
- [18] Ávila-Gutiérrez M, Delgado Mejías M, Peris Pérez B, et al. Refrigerant charge influence on the performance of a transcritical CO<sub>2</sub> system with flash-tank for low-temperature refrigeration[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2024, 257: 124229.
- [19] 刘明康, 苏林, 李康, 等. 某电动汽车热泵空调系统制冷剂充注量试验研究[J]. *流体机械*, 2020, 48(5): 82–88. (Liu Mingkang, Su Lin, Li Kang, et al. Experimental study on refrigerant charge of heat pump air conditioning system in an electric vehicle [J]. *Fluid Machinery*, 2020, 48(5): 82–88.)
- [20] Yang Yunchun, Yang Tianyang, Shao Wencong, et al. Heating performance improvement on an R290 vapor-injection heat pump system with waste heat recovery for electric vehicles[J]. *Energy Proceedings*, 2024, 40: 10952.
- [21] Qin Fei, Xue Qingfeng, Albarracin Velez G M, et al. Experimental investigation on heating performance of heat pump for electric vehicles at  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  ambient temperature [J]. *Energy Conversion and Management*, 2015, 102: 39–49.
- [22] 唐景春, 李晨凯, 叶斌, 等. 采用涡旋压缩机的电动汽车空调准双级压缩热泵性能实验研究[J]. *制冷学报*, 2018, 39(1): 34–39. (Tang Jingchun, Li Chenkai, Ye Bin, et al. Experimental study on performance of heat pump cycle of quasi two-stage compression for electric vehicle air-conditioning with scroll compressor [J]. *Journal of Refrigeration*, 2018, 39(1): 34–39.)
- [23] Han Xinxin, Zou Huiming, Kang Wei, et al. Experimental investigation on vapor injection ASHP for electric rail vehicles in cold region [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 153: 473–482.
- [24] Yang Tianyang, Zou Huiming, Tang Mingsheng, et al. Experimental performance of a vapor-injection CO<sub>2</sub> heat pump system for electric vehicles in  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$  to  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$  range [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2022, 217: 119149.
- [25] Cho H, Lee H, Park C. Performance characteristics of an automobile air conditioning system with internal heat exchanger using refrigerant R1234yf [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2013, 61(2): 563–569.
- [26] Höges C, Klingebiel J, Venzik V, et al. Low-GWP refrigerants in heat pumps: an experimental investigation of the influence of an internal heat exchanger [J]. *Energy Conversion and Management*: X, 2024, 24: 100704.
- [27] 黄广燕, 邹慧明, 唐明生, 等. R290电动汽车热泵空调性能实验研究[J]. *制冷学报*, 2020, 41(6): 40–46. (Huang Guangyan, Zou Huiming, Tang Mingsheng, et al. Cooling and heating performance of an R290 heat pump system for electric cars [J]. *Journal of Refrigeration*, 2020, 41(6): 40–46.)
- [28] Nasution D M, Idris M, Pambudi N A, et al. Room air conditioning performance using liquid-suction heat exchanger retrofitted with R290 [J]. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2019, 13: 100350.
- [29] Mastrullo R, Mauro A W, Tino S, et al. A chart for predicting the possible advantage of adopting a suction/liquid heat exchanger in refrigerating system [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2007, 27(14/15): 2443–2448.
- [30] 李鑫. 室内外温度对制冷系统制冷剂最佳充注量的影响[J]. *制冷与空调(北京)*, 2018, 18(8): 38–42. (Li Xin. Effect of indoor and outdoor temperatures on optimum refrigerant charge amount of refrigeration system [J]. *Refrigeration and Air-conditioning*, 2018, 18(8): 38–42.)
- [31] Moffat R J. Describing the uncertainties in experimental results [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1988, 1(1): 3–17.

**通信作者简介**

邹慧明,女,研究员,中国科学院理化技术研究所,010-82543697,E-mail:zouhuiming@mail.ipc.ac.cn。研究方向:新型压缩机及热系统,新能源汽车热管理技术,制冷空调新技术,人工环境新技术。

**About the corresponding author**

Zou Huiming, female, researcher, Technical Institute of

Physics and Chemistry, CAS, 86-10-82543697, E-mail: zouhuiming@mail.ipc.ac.cn. Research fields: novel compressor and thermal system, thermal management of the electric vehicle, new technology of refrigeration, air-conditioning, and heat pump.

(责任编辑:田甜)