

汽车 CO₂ 热泵系统能效优化分析

张根云 黄浩哲 徐瑞瑞 汪 磊

奇瑞汽车股份有限公司 安徽芜湖 241000

摘要: 采用热力学方法对车用 CO₂ 热泵系统制热能效性进行了研究分析, 针对双 EXV 和单 EXV 节流, 达成最优控制压力情况, 满足目标性能及出风温度要求条件下, 系统能效对比测试, 单 EXV 节流能效提升 2%~5% 左右。

关键词: CO₂; 热泵; 跨临界循环; 最优压力

前言

随着人们对健康绿色的生活方式的追求, 低碳与节能减排的关注日益增加; 2021 年 6 月, 中国向联合国正式提交了基加利修正案的批约文件, 限制及削减 HFC 消费的基加利修正案, 将于今年 9 月 15 日在中国生效, 大力推动能源领域碳减排是做好碳达峰碳中和工作, 以及加快构建现代能源体系的重要举措; 今年年初, 欧洲五国联合欧洲化学品管理局提出了 PFAS 物质限制草案, 对新冷媒的使用趋向越来越聚焦于天然物质; 与此同时, 新能源汽车产业在此方面的使用趋向备受关注, 行业内各厂家及配套企业都在积极准备并论证寻找替代方案, 与其它制冷剂热泵系统相比, CO₂ 空气源热泵在电动汽车低温环境下具有非常明显的优势 [1-3], CO₂ 空气源热泵最早开始发展的国家是日本, 而在欧洲各国被广泛使用, 首款纯电平台批产产品为大众公司产品。汪琳琳、焦鹏飞等再新能源电动汽车低温热泵型空调系统研究中阐述了跨临界 CO₂ 系统是电动车低温采暖的有效手段 [4]; 王丹东等对车用 CO₂ 系统的性能提升做了研究 [5]; 王迪等对 CO₂ 系统的最优排压做了模拟研究等 [6]。

本文利用实际台架测试对某电动车型跨临界 CO₂ 空气源热泵进行热力学研究, 探究不同制热需求温度, 在环境温度差异情况下, 对采用不同电子膨胀阀控制调节时, 达成最优压力情况下 [7], 对 CO₂ 空气源热泵的系统性能系数的影响和最佳状态。

1. 某乘用车 CO₂ 热泵系统原理及循环过程

制热时, 制冷剂气体在压缩机内被压缩为高温高压气体; 从压缩机排出的高温高压制冷剂气体进入 inner Gas Cooler, 制冷剂气体在 inner Gas Cooler 内将自身热量传递给舱内回流空气 (即与空气第二次换热放出热量提供舱内采暖需求), 制冷剂经节流装置 EXV1 至 EVAP, 制冷剂再次放出热量与空气进行第一次换热, 并逐渐冷凝为液体, 冷凝后的制冷剂液体经节流装置 EXV2 降压, 再经 A/D 进入 Gas Cooler, 在 Gas Cooler 中蒸发吸热, 吸收空气中的热量后变为饱和干蒸汽, 并进入压缩机, 完成一次循环。

在循环运行过程中, 若 EXV1 和 EXV2 都参与节流, 则各项过程如下: 蒸发过程 (图 2: 1→2), CO₂ 在 Gas Cooler 中的吸热过程 (发生在亚临界区, 其蒸发温度低于临

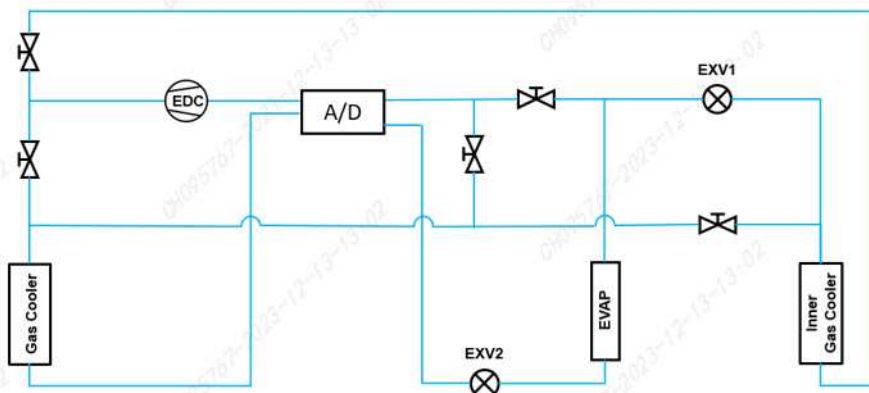


图 1, 某车型 CO₂ 热泵系统原理图

界温度。工质的换热过程是通过二氧化碳相变来实现的；压缩过程（图 2：2→3），压缩机进口处二氧化碳气体的压力低于其临界压力，温度也低于其临界温度，而压缩机出口处 CO₂ 气体的压力要高于临界压力；冷凝过程（图 2：3→4），CO₂ 经过了两个冷凝段，第一段是在 inner Gas Cooler 中的放热过程发生在超临界区，与传统空气源热泵冷凝过程不同的是，工质的换热过程是通过气体显热交换来实现的；第二段是在 EVAP 中发生的，此冷凝过程（图 2：5→6）是在亚临界区域；节流过程（图 2：4→5 和 6→1），分别对应 EXV1 和 EXV2 段，高压气体经过节流装置 EXV1 进行等焓节流，降压降温至亚临界区域，再由 EXV2 等焓节流，降压降温。亚临界循环过程中热源温度过高会导致系统的循环性能降低，而采用跨临界循环可以很好的避免此问题。且在相同的条件下，由于 CO₂ 具有较高的临界压力，跨临界 CO₂ 空气源热泵可以提供空气更好的换热需求。

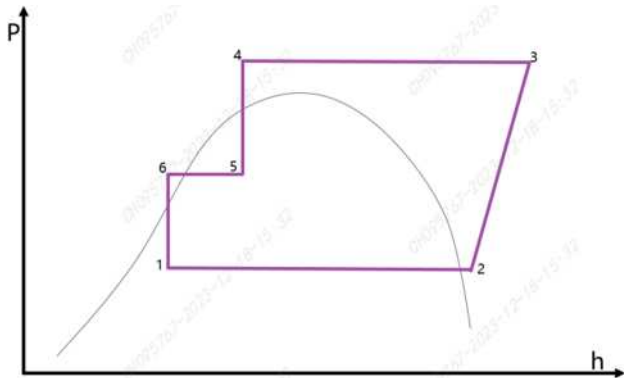


图 2，某车型 CO₂ 热泵系统循环压焓图 1

在循环运行过程中，若仅 EXV2 节流，则各项过程如下：蒸发过程（图 3：1'→2'），CO₂ 在 Gas Cooler 中的吸热过程，发生在亚临界区；压缩过程（图 3：2'→3'），压缩机进口处二氧化碳气体的压力低于其临界压力，温度也低于其临界温度，而压缩机出口处 CO₂ 气体的压力要高于临界压力；冷凝过程（图 3：3'→4'），发生 inner Gas Cooler+EVAP 中都处于超临界区；节流过程（图 3：4'→1'），EXV1 等焓节流。

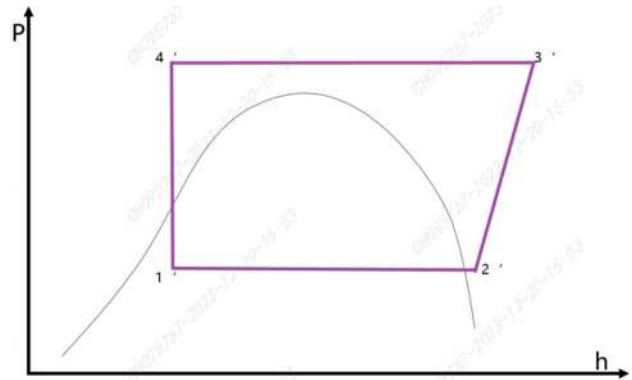


图 3，某车型 CO₂ 热泵系统循环压焓图 2

按照双节流情况，系统循环压焓图 2，空气源热泵机组理论循环的主要热力学计算为：

$$\text{单位质量制热量: } h = (h_3 - h_4) + (h_5 - h_6)$$

$$\text{单位质量压缩功 } w = h_3 - h_2$$

$$\text{制热性能系数 } COP = h / w = [(h_3 - h_4) + (h_5 - h_6)] / (h_3 - h_2)$$

按照单节流情况，系统循环压焓图 3，空气源热泵机组理论循环的主要热力学计算为：

$$\text{单位质量制热量: } h' = (h_3' - h_4')$$

$$\text{单位质量压缩功 } w' = h_3' - h_2'$$

$$\text{制热性能系数 } COP' = h' / w' = (h_3' - h_4') / (h_3' - h_2')$$

式中 h—工质状态点的比焓，kJ/kg

COP 机组性能系数。

2. 优化测试结果及对比分析

实际循环工况比理论循环工况复杂得多，按照以上两个理论循环情况，搭建实际系统台架（管路按照实车布置状态），分别设定在 -5℃、-10℃、-15℃ 温度环境条件下，前端进风边界锁定，HVAC 风侧出风温度要求相同情况下，EXV1 和 EXV2 不同调节开度下，实际循环的制热能力和功耗值：

测试对比工况 1：环温 -5℃，出风目标 45℃

当 EXV1 不参与节流，即全开（步数 1000），EXV2 开至 80 步节流时，测试数据见图 4 red 循环线

当 EXV1 参与节流，开启步数从 250→200→300，EXV2 同时开启 80→100→160 步，测试数据分别见图 4 green1、green2、green3 循环线；

最优结果 red 循环线，出风温度 44.9℃，COP=2.15，绝

对功耗 2274W

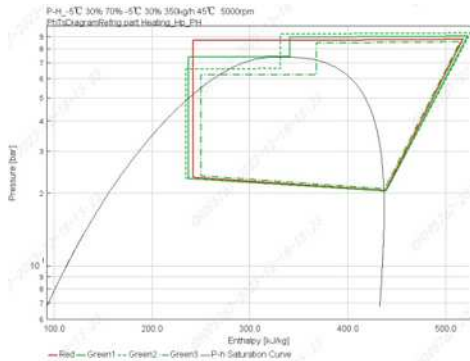


图 4, -5°C工况下测试对比压焓图

测试对比工况 3: 环温 -10°C, 出风目标 45°C

当 EXV1 不参与节流, 即全开 (步数 1000), EXV2 开至 120 节流, 测试数据见图 6 red 循环线;

当 EXV1 参与节流并分别开至 350 → 240 → 200 → 140 步, EXV2 同时分别开至 120 → 120 → 120 → 120 步, 测试数据见图 6 green1、green2、green3、green4 循环线;

最优结果 red 循环线, 出风温度 44.2°C, COP=2.03, 绝对功耗 2694W

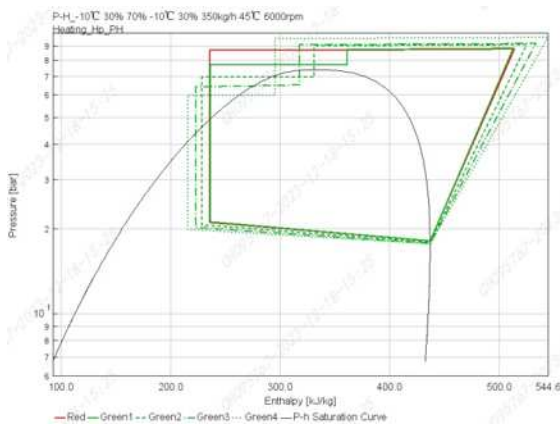


图 5, -10°C工况下测试对比压焓图

测试对比工况 4 环温 -15°C, 出风目标 45°C

当 EXV1 不参与节流, 即全开 (步数 1000), EXV2 开至 80 节流, 测试数据见图 7 red 循环线;

当 EXV1 参与节流并分别开至 300 → 250 → 200 步, EXV2 同时且分别开至 120 → 100 → 60 节流, 测试数据分别见图 7 green1、green2、green3 循环线;

最优结果 red 循环线, 出风温度 45.8°C, COP=1.87, 绝对功耗 3223W

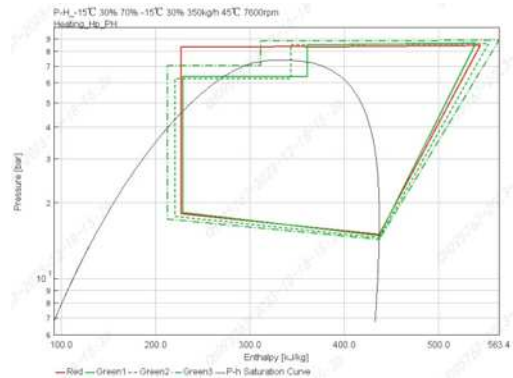
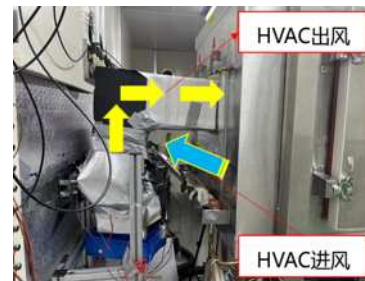


图 6, -15°C工况下测试对比压焓图

实车系统台架焓差台测试, 实物如图:



3. 结果与结论

本文主要针对某特定车型的 CO₂ 热泵系统架构, 研究并测试了此架构下热泵制热时, 不同节流阀参与控制的最优方式和能效, 通过设定相同条件及相同目标, 在达成要求前提下, 经过大量测试对比发现, EXV1 全开, EXV2 节流调节对整个系统的能效发挥最有优势。

参考文献

- [1] 孙西峰, 汽车制造企业选择汽车空调制冷剂的原则[J]. 制冷与空调, 2014(1)38-41.
- [2] 孙西峰、韩杨, 汽车空调替代制冷剂的比较, 制冷与空调, 2015 (5) 60-67.
- [3] 宋昱龙、王海丹等, 跨临界 CO₂ 蒸汽压缩式制冷与热泵技术综述, 制冷学报, 0253-4339(2021)2-1-24.