

补气增焓低温变频空调性能试验研究

唐德明 刘笑任 黎恢山 李洋
(湖南华强电气股份有限公司 湖南 长沙 410221)

摘要: 不同试验工况下, 针对补气增焓热泵与普通热泵的制热性能进行试验比较、补气增焓热泵与 PTC 制热能效比进行试验比较。试验结果表明: 补气增焓热泵与普通热泵相比, 制热量增加明显, 并且温度越低增加幅度越大, 在 -20°C 时达到了 31% 的制热量提升。补气增焓热泵与 PTC 制热相比, 补气增焓系统热泵节能优于 PTC 制热。补气增焓热泵在低温制热性能和能效比方面优势明显。

关键词: 变频空调; 补气增焓; COP; 经济器

0 引言

随着国家节能减排工作的有序推进, 电动化成为汽车行业未来的发展趋势。由于电动车与燃油车结构原理的差异性, 制热成为首要考虑的问题, 尤其是在北方的低温环境下, 热泵空调的制热性能, 对于整车续航里程和乘客舒适度的影响明显。目前, 电动汽车较多采用单冷+PTC 的配置模式, 冬季采用 PTC 制热, 虽然 PTC 改良为陶瓷片加热形式, 安全性得到一定程度的提高, 但其能效比较低, 在冬季制热时耗电量显著, 制约了车辆的续航里程。有研究指出, 使用普通热泵空调可提高制热能效比, 但在低温时, 尤其是外界环境温度在 -10°C 以下时制热效果显著下降, 制冷剂在系统内密度降低, 流量下降, 换热器制热量下降。也有研究表明, CO_2 热泵在低温制热效果优势显著, 但受制于 CO_2 热泵系统高系统压力, 关键零部件不成熟, 在夏季制冷时制冷量与 R134a 存在差异, 目前也未得到批量化应用。补气增焓系统是在压缩机中间腔补充中压的制冷气体, 使得系统内制冷剂气体密度得到提升, 回气温度升高, 压差减少, 进而制热量增加。虽然补气增焓系统增加了经济器, 管路较普通热泵复杂, 但成本可控, 系统安全, 故而在家用空调领域已经得到应用。为解决电动空调低温下的制热能力和降低压缩机排气温度, 补气增焓系统是具备应用前景的解决方案, 对提升热泵空调低温下的制热量和能效比具有重要意义。

有研究表明, 基于 R410a 制冷特性新设计的纯电动汽车空调机组比 R134a 更适用于低温制热环境。柴沁虎等人建立了带经济器的压缩机压缩模型, 分析了系统特性; 宋培刚等人对补气增焓低温多联机制热性能实验研究, 确定了补气增焓技术的控制要素; 也有相关文献采用针对补气增焓在客车上的应用做了测试, 研究了不同压缩机转速对制热量和能效比的影响, 以及补气增焓技术在电动车上的应用。段丽平等人的研究表明, 准二级

压缩技术和能量梯级利用可显著改善高温热泵循环的制热性能。刘向龙等人分别测试压缩机吸气、排气温度、电子膨胀阀节流前温度、节流后温度以及补气温度等来确定系统压焓图上的各点参数, 从而计算补气增焓准二级压缩空气源热泵热水器系统 COP 值。但缺少对乘用车领域补气增焓系统的设计与试验应用研究, 故系统性研究以 R410a 为制冷工质并带有经济器的补气增焓系统, 研究其在乘用车领域使用自制高能效比的半封压缩机, 研究其在低温下的制热和能效比数据, 对于补气增焓系统的工业应用具有重大意义。

本文对补气增焓系统原理及热力学循环进行了理论分析, 设计了补气增焓热泵空调在乘用车领域应用的热管理系统图, 依托乘用车电动车型空调应用空间, 针对补气与普通热泵制热量和能效比做出对比, 为解决电动乘用车低温下热泵制热问题提供相关参考。

1 试验系统设计

1.1 补气型乘用车热泵系统设计

图 1 所示为某品牌乘用车补气增焓热管理系统图。设计的补气增焓系统由压缩机、室外换热器、室内换热器、经济换热器(板式换热器)、主电子膨胀阀、辅电子膨胀阀、4 个电磁阀控制的单向阀组成。夏季, 由于电池发热严重, 因此需要带有电池冷却系统, 由电池冷却水泵、电池冷却板、电池冷却板式换热器组成电池冷却系统。冬季时为辅助热泵系统制热附带水暖加热系统, 由电子水泵、膨胀水箱、水暖加热器、暖风芯体等组成。

在制冷模式时, 辅电子膨胀阀及电磁阀 5 关闭, 主电子膨胀阀开启, 制冷剂经压缩机压缩后经过板式换热器, 经室内蒸发器气化后, 返回压缩机。此时制冷剂吸收环境热量, 送风机将降温后的空气带入室内侧进行降温。如电池温度升高, 则开启电磁阀 6 和电池冷却电子膨胀阀, 部分制冷剂经板式换热器 2 蒸发后回到压缩机,

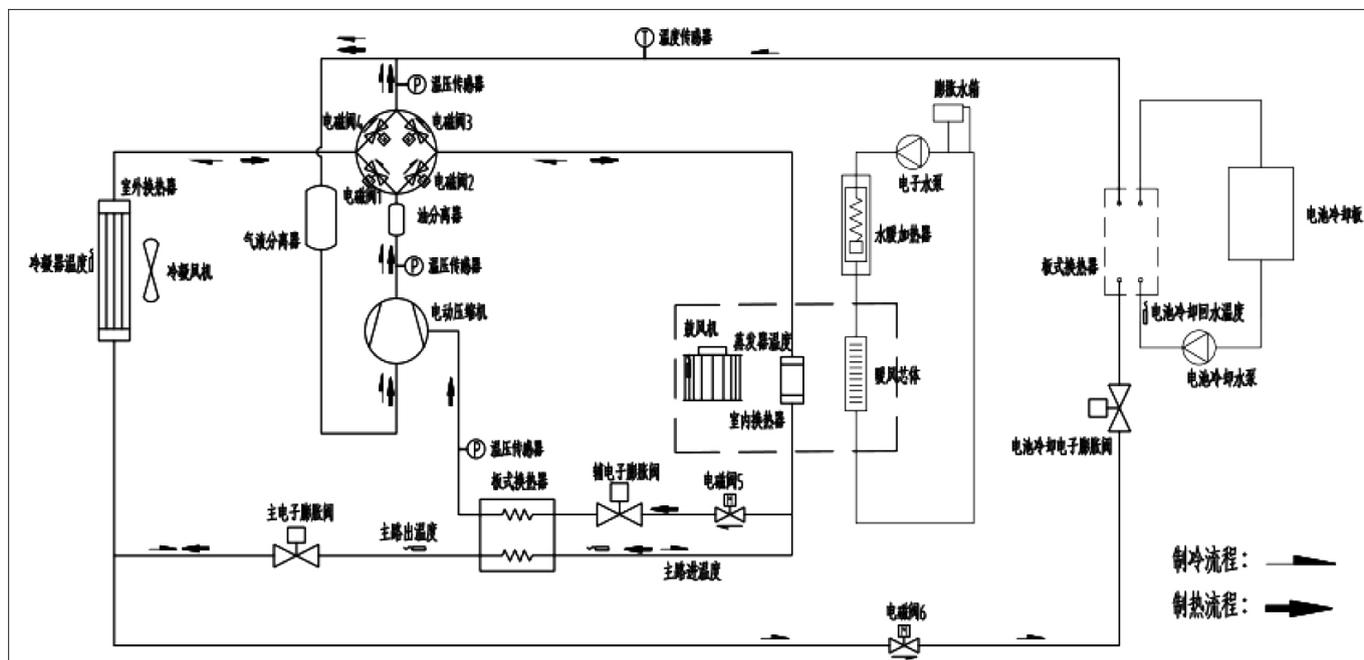


图1 乘用车补气增焓热管理系统图

电池冷却侧则由电池冷却水泵将经过电池的待冷却水流程经电池冷却板式换热器放热降温，在水泵的循环作用下达到降温目的。

在制热模式不需补气时，主电磁阀开启，电磁阀5和辅电子膨胀阀关闭，制冷剂经由压缩机压缩后流经室内换热器，制冷剂放热后由气态冷凝成液态，送风机输送吸热后的空气至室内进行制热。如在低温达到补气条件时，则电磁阀5、主路电磁阀、辅路电磁阀同时开启，补气回路制冷剂经过电子膨胀阀后变为中压制冷剂，经板式换热器蒸发后回到压缩机进行补气，提高压缩机的循环流量，降低低温时压缩机排气温度，同时主回路制冷剂进一步过冷，经主电子膨胀阀及室外换热器回路流回压缩机，提高主回路部分的制热量。

1.2 补气热泵热力学循环及理论计算

补气热泵系统的压缩过程大致分为：预压缩过程、中间补气过程、补气后压缩过程。其系统理论循环图如图2所示。

由热力学循环理论分析得出：

(1) 相对补气量：

$$\alpha = m_0 / m_r$$

(2) 压缩机功耗：

$$W = w_{1-2} + w_{2-3} + w_{3-4} = m_r(1 + \alpha)(h_4 - h_3) + m_r(h_2 - h_1) + m_r w_{4'-4}$$

(3) 系统制热量：

$$Q_c = m_r(1 + \alpha)q_0 = m_r(1 + \alpha)(h_4 - h_8)$$

(4) 制热能效比：

$$COP = \frac{Q_c}{W} = \frac{(1 + \alpha)(h_4 - h_8)}{(1 + \alpha)(h_4 - h_3) + (h_2 - h_1) + w_{4'-4}}$$

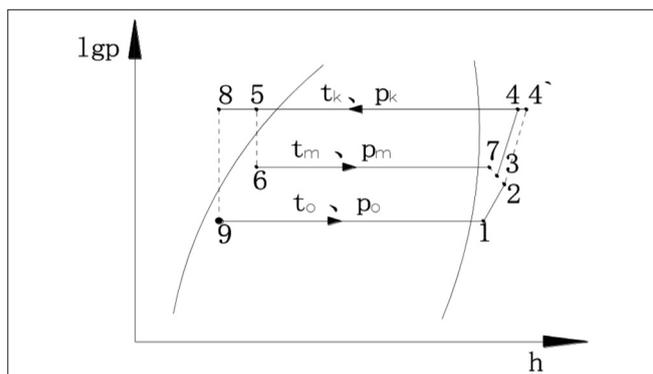


图2 补气增焓系统理论循环

1.3 试验方法及测试工况

汽车空调整机性能试验方法有空气焓差法和平衡型房间量热计法，由于平衡型房间量热法测试要求较高、费用较高，故本试验中使用的性能试验测试台为标准焓差性能实验室。空调系统中使用的压缩机为自制20CC补气增焓电动涡旋式压缩机，能效比为3.2，制冷量为5200W。中间补气孔开设在机壳内涡旋盘中间腔靠近吸气口位置。制冷剂使用环保高效的R410a制冷剂。室外换热器使用扁管宽度为32.0mm的平行流微通道换热器，室内换热器选用25.4mm的平行流微通道换热器，经济器选用液-液板式换热器进行两路制冷剂回路之间的热交换，两路膨胀阀选用可调节的电子膨胀阀，风机使用PWM调速无刷风机。具体测试工况如表所示。

2 试验结果与分析

2.1 补气增焓热泵与普通热泵性能比较

由图3可以看出，补气增焓系统低温运行时制热量

表 补气热泵系统工况数据

项目	数据
压缩机转速 / (r/min)	4000
室内环境温度 / °C	20
室外环境温度 / °C	7, -5, -10, -15, -20
室内环境相对湿度 / %	59.3
室外环境相对湿度 / %	86.9, 54, 55.0, 55.3, 54.8
室内送风风量 / (m³/h)	498.9, 501.2, 500.5, 499.7, 499.2
主回路 EXV1 开度 / %	33, 30, 28, 27, 26
补气回路 EXV2 开度 / %	42, 46, 49, 51, 52

提升显著, 在环境温度为 7°C 时, 带补气增焓系统补气回路未开启, 制热量为 2.91kW。在环境温度为 -5°C 时, 由于补气回路的开启, 带补气回路的空调制热量较普通热泵提升, 此时制热量达到 3.31kW。这是由于补气回路开启后, 整个回路的制冷剂流量增加, 密度加大, 制热量提升。但由于系统制冷剂流量增加, 压缩机功耗增加, 因而其能效比普通热泵在环境温度为 7°C 时能效比低。在环境温度为 -5 ~ -20°C 时, 普通热泵制热量随环境温度的降低而下降, 并且温度越低, 下降越明显。在环境温度为 -5 ~ -20°C 时, 带补气增焓热泵系统, 制热量随环境温度的下降而降低量有限, 这是由于随着温度的降低, 低温补气回路开启, 制冷剂密度增加, 回气温度得到了提升, 压差比减少, 提升了系统制热量。随着温度的进一步降低, 吸排气温度和压力降低, 制热量下降。补气增焓系统与热泵系统比较, 制热量增加量明显, 并且随温度的降低, 增加幅度越来越大。在环境温

度为 -20°C 时, 制热量增加量为 31%。

由图 3 可以看出, 补气热泵与普通热泵相比, 在环境温度由 -5°C 降至 -20°C 的过程中, 随温度的降低, 能效比降低, 但补气热泵的能效比始终高于普通热泵空调。这是由于低温下, 补气回路提升了压缩机排气温度, 增加了气体循环量和密度, 大大提升了制热量。因此, 补气热泵是解决低温下电动空调制热问题的有效解决方案, 可提高系统的制热量和能效比。

2.2 补气增焓热泵与 PTC 加热节能性能比较

由图 4 可以看出, 随着温度的降低, PTC 制热能效比维持不变。在环境温度由 7°C 降至 -5°C 过程中, 节能率由 31% 变为 21%, 这是由于在此区间内, 随着环境温度的降低, 虽然有补气回路进行补气, 但整体吸气压力和排气压力降低, 制热量呈现下降趋势, 能效比随环境温度的降低而降低。在环境温度由 -5°C 将至 -20°C 时, 补气增焓系统能效比下降, 在此区间内, 温度进一步降低, 制冷回路中制冷剂密度下降, 换热能力下降。从图中可知当温度降至 -20°C 时, 补气热泵的能效比为 1.02, 优于 PTC 制热能效比。从以上分析可看出, 补气增焓热泵的制热能效比在不同环境温度区间内均优于 PTC 制热, 为提高车辆的续航里程有着重要意义。

3 结语

本文通过采用 R410A 高效环保制冷剂, 搭建了乘用车补气增焓带经济器变频空调模型及试验装置, 通过理论分析和不同环境温度下对补气增焓热泵和普通热

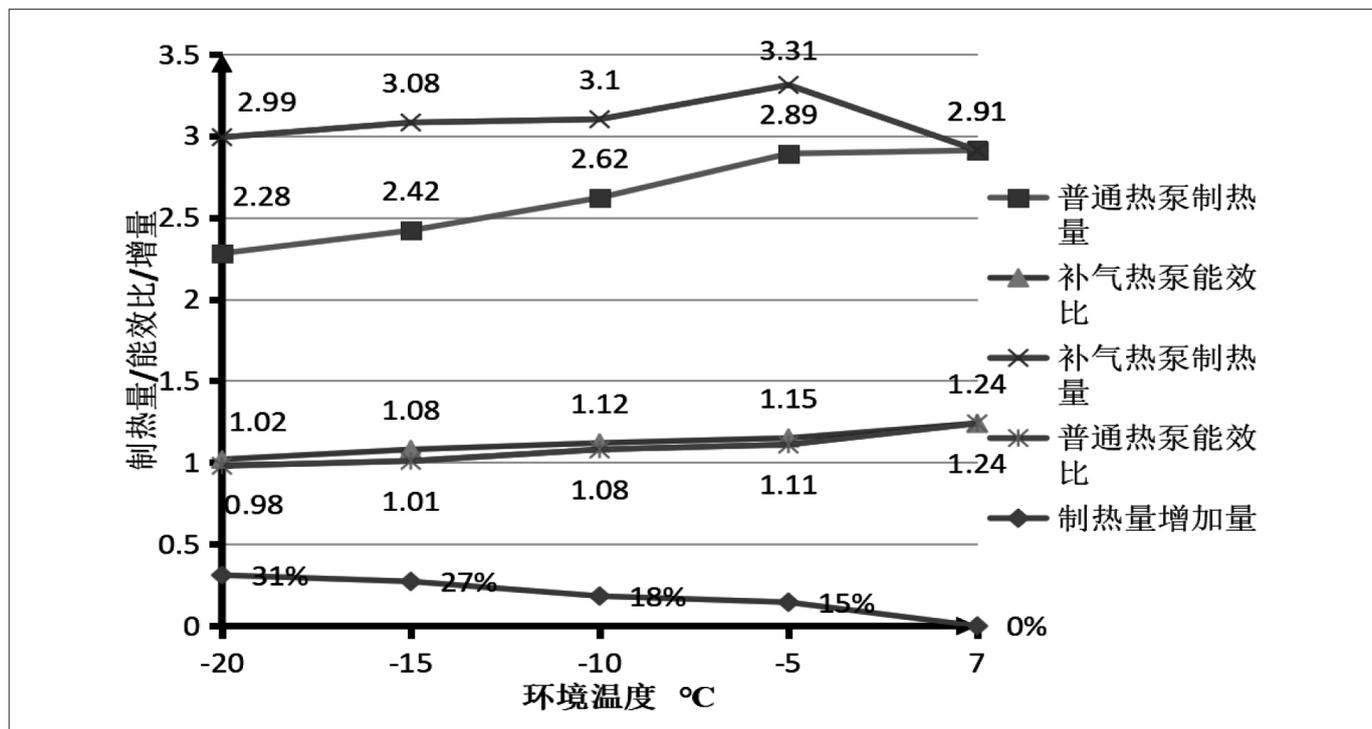


图 3 不同环境温度下补气热泵与普通热泵制热量 / 能效比

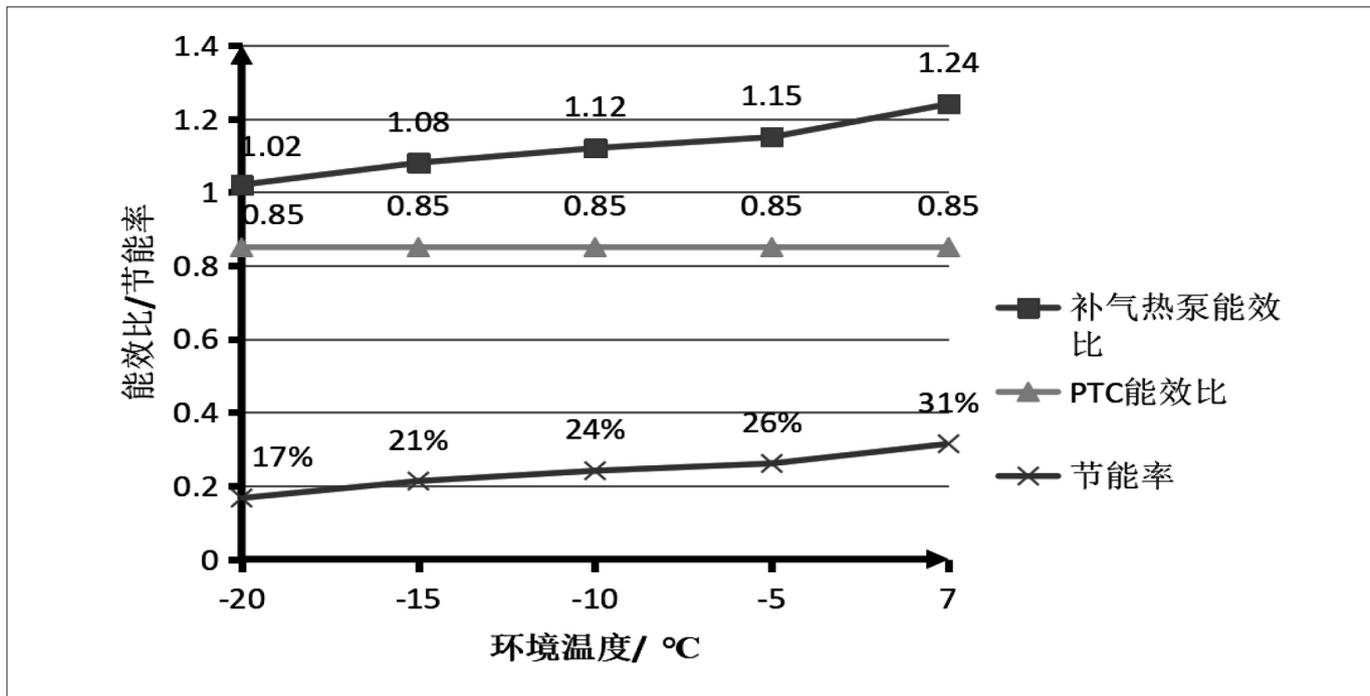


图4 补气热泵与PTC能效比

泵、PTC制热量和能效比测试对比,得出如下结论:

(1) 补气增焓热泵在低温下制热量较普通热泵制热量有明显提升,温度越低,制热量增加量越明显,在环境温度为 -20°C 时增加量为31%;

(2) 补气增焓热泵在低温下能效比优于普通热泵,更具有节能效果,但能效比与制热量随温度的降低而降低;

(3) 补气增焓热泵与PTC制热相比,能效比优势明显,在环境温度为 -20°C 时节能率在17%;

(4) 在环境温度为 -5°C 时开启补气增焓回路补气增焓热泵制热量为3.31kW,制热量优于环境温度为 7°C 时普通热泵制热量,但能效比降低。

参考文献:

- [1] Z Y ZHANG, J Y WANG, X Feng, et al. The solutions to electric vehicle air conditioning systems: A review [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2018, 91 (Aug.): 443-463.
- [2] F Qin, Q F Xue, G M Velez, et al. Experimental investigation on heating performance of heat pump for electric vehicles in low ambient temperature [J]. Energy Procedia, 2015, 102 (Sep.): 39-49.

[3] 张磊, 贺春辉, 张威, 等. 应用R410A制冷剂的补气增焓热泵型电动汽车空调的制热性能实验研究 [J]. 暖通空调, 2019, 49 (6): 131-134.

[4] 柴沁虎, 马国远, 江亿, 等. 带经济器的涡旋压缩机制冷循环热力学分析 [J]. 清华大学学报 (自然科学版), 2003, 43 (10): 1401-1404.

[5] 宋培刚, 余鹏飞, 代文杰, 等. 补气增焓低温多联机制热性能实验研究 [J]. 制冷学报, 2021 (02): 107-117.

[6] 刘明康, 苏林, 方奕栋, 等. 电动汽车补气增焓型热泵系统低温制热性能研究 [J]. 流体机械, 2021, 49 (10): 7-14.

[7] 李敬恩, 许兵兵, 栾庆坤, 等. 补气增焓对电动客车变频空调性能的影响 [J]. 2021, 24 (12): 158-161+166.

[8] 段丽平, 宋钊, 谈莹莹, 等. 大温跨两级压缩补气增焓热泵循环性能研究 [J]. 河南科技大学学报 (自然科学版), 2022, 43 (1): 70-76+83.

[9] 刘向龙, 曾智, 王艳, 等. 补气增焓准二级压缩空气源热泵热水器实验测试方法 [J]. 湖南工程学院学报 (自然科学版), 2020, 30 (1): 75-80.

[10] 陈浩. 大型电动客车热泵空调系统设计与试验研究 [D]. 郑州: 中原工学院, 2016.