

# 采用 R1234yf 制冷剂的汽车超低温 强化补气热泵空调性能

刘雨声<sup>1</sup>, 李万勇<sup>1</sup>, 张立<sup>2</sup>, 施骏业<sup>1</sup>, 陈江平<sup>1</sup>

(1. 上海交通大学 制冷与低温工程研究所, 上海 200240;

2. 江苏中关村科技产业园节能环保研究有限公司, 江苏 常州 213300)

**摘要:** 本文提出一种基于强化补气(EVI)技术的汽车超低温热泵空调系统,采用新型低全球变暖潜能值(GWP)的 R1234yf 制冷剂作为运行工质,并与传统制冷剂 R134a 进行性能对比测试与热泵系统优化.在-20℃超低温环境中,该热泵系统制热量与制热能效比(COP)可达 2 kW 与 2.0 以上,相较于传统热泵分别提升了 30% 与 14%,可以满足低温环境下乘员舱的制热需求.采用 R1234yf 制冷剂的热泵系统的制热性能虽比采用 R134a 制冷剂的热泵系统略有不足但基本持平,且强化补气的效果优于 R134a 制冷剂.此外,增大内部冷凝器面积、优化室外换热器与压缩机等部件均可显著提升热泵空调系统的性能与能效.

**关键词:** 电动汽车; 热泵; 强化补气技术; R1234yf 制冷剂

**中图分类号:** U 469.72

**文献标志码:** A

## Performance of Automotive Ultra-Low Temperature Economized Vapor Injection Heat Pump Air Conditioning Using R1234yf Refrigerant

LIU Yusheng<sup>1</sup>, LI Wanyong<sup>1</sup>, ZHANG Li<sup>2</sup>, SHI Junye<sup>1</sup>, CHEN Jiangping<sup>1</sup>

(1. Institute of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China;

2. Jiangsu Z-Park Energy Conservation and Environmental Protection Research Co., Ltd.,  
Changzhou 213300, Jiangsu, China)

**Abstract:** In this paper, an automotive ultra-low temperature heat pump air conditioning system based on the economized vapor injection (EVI) technology is proposed. The new low-global warming potential (GWP) R1234yf is used as the refrigerant. Besides, the comparative performance test in R134a and system optimization are conducted. In the ultra-low temperature environment of -20℃, the heating performance and coefficient of performance (COP) of this system can reach 2 kW and 2.0, which is 30% and 14% higher than those of the traditional heat pump. Thus, the system can meet the heating requirements of crew cabin in a low temperature environment. The heating capacity of the R1234yf system is a little bit lower but pretty much the same as R134a. Moreover, the effect of EVI for R1234yf refrigerant is better than that of R134a. Increasing the inner-condenser area and optimizing components, such as outdoor heat exchanger and compressor, can significantly improve heat pump air conditioning system performance and its energy efficiency.

**Key words:** electric vehicle; heat pump; economized vapor injection (EVI) technology; R1234yf refrigerant

收稿日期:2019-08-23

作者简介:刘雨声(1997-),男,河南省洛阳市人,硕士生,现主要从事车用空调与热系统、制冷剂的替代技术研究.

通信作者:陈江平,男,教授,博士生导师,电话(Tel.):021-34206775;E-mail: jpcchen\_sjtu@163.com.

发展新能源汽车代表世界汽车产业的发展方向,是推动我国经济社会可持续发展的重要引擎<sup>[1-3]</sup>.自《节能与新能源汽车产业发展规划》的正式出台与“十二五”进入七大战略新兴产业以来,新能源汽车产业快速发展<sup>[4]</sup>,2018 年产销量已超过 125 万辆.在新能源汽车销量的组成中,纯电动乘用车和纯电动客车的占比分别为 67.9%和 22.8%<sup>[5]</sup>,纯电动汽车是新能源汽车产销的主力军,而空调系统是纯电动汽车的耗电大户.

在冬季,传统汽车空调制热由发动机冷却水余热提供热量,而电动汽车没有充足的发动机余热来满足乘员舱的制热需求<sup>[6]</sup>.采用正温度系数(PTC)材料电加热器的电动空调会导致续航里程衰减高达 50%~60%,极大地阻碍了电动汽车在全国范围内的应用与推广.为进一步提升电动汽车空调的能效与续航里程,高效节能的热泵技术应运而生,但热泵技术在汽车上的应用并无过多先例.宝马、奥迪、丰田、日产等国际汽车领军品牌近年来都逐渐开始研发 R134a 低温热泵,但市场反馈表明,其制热性能难以满足车辆的运行需求,即使在近年量产的宝马 i3 车型上,其热泵空调的最低工作环境温度也只能达到-5℃.

目前,针对于低温环境的车用热泵研究较少.Zhang 等<sup>[7]</sup>对低温下 R134a 车用热泵系统进行了测试,结果显示在-10℃环境中通过强化补气(EVI)技术可使制热量提升 44.1%.许树学等<sup>[8]</sup>搭建了闪蒸罐式强化补气热泵系统,在-25℃环境测试中的补气可使制热量与制热能效比(COP)分别提升 17.4%与 12.9%.彭庆丰等<sup>[9]</sup>设计的电动汽车新型热泵空调系统相比 PTC 采暖能够节能 15%,续航里程提升 15 km 以上,但最低工作温度也仅到-10℃.同时,与家用热泵相比,汽车热泵系统具有布局空间有限、振动程度大、运行工况多变恶劣等技术难题<sup>[10]</sup>.此外,日益严苛的环保法规对制冷剂选择的环保性也是一大挑战.因此,研发适用于北方低温气候区(-20~-10℃)高能效比的车用超低温热泵空调成为全面提升我国新能源汽车整车节能与竞争力的关键和迫切需求.

本文以汽车超低温热泵空调系统为研究对象,采用新型低全球变暖潜能值(GWP)的 R1234yf 制冷剂作为运行工质,通过经济器式的强化补气(EVI)技术提升系统的低温性能,基于-20℃~0℃低温性能测试的结果,分析制热量、制热能效化、排气温度、补气压力等核心评价指标,并提出系统零部件优化方法.

# 1 EVI 试验技术

## 1.1 EVI 原理

EVI 技术可以通过提升蒸发器中的焓差改善热泵空调系统(下文简称热泵系统)的循环稳定性和工作性能,分为闪蒸罐式与经济器式.目前,市场采用 EVI 热泵空调技术的汽车较少且均为闪蒸罐式,存在补气流量较小且不可控等技术难点.本研究中车用热泵采用经济器式 EVI 技术,通过准二级压缩增焓与大流量补气技术提升能效,其热泵系统技术原理如图 1 所示.从冷凝器出来的制冷剂先经过经济器过冷后一分为二,其中一部分经过大开度独立电子膨胀阀的流量控制后,再从经济器中吸热进入压缩机的中压补气口,与一级压缩的制冷剂混合并进行二级压缩后排出,以提升热泵系统整体循环流量与节流前的过冷度.与传统强化补气技术不同的是,热泵系统将补气流路置于经济器出口而非入口,可以使全部的制冷剂在经济器中放热,且制热电子膨胀阀前制冷剂的过冷度较大,当工作条件改变时,可以保证热泵系统中两个膨胀阀的过冷度,进一步提升补气效果.

整个 EVI 循环的压力-焓值( $p$ - $H$ )关系如图 2

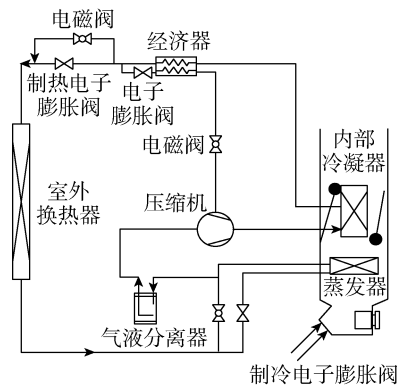


图 1 热泵强化补气技术系统原理图  
Fig. 1 System schematic diagram of heat pump EVI technology

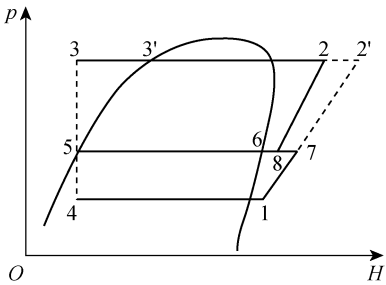


图 2 EVI 热泵系统循环  $p$ - $H$  图  
Fig. 2  $p$ - $H$  diagram of EVI system circulation

所示. 热泵系统的流量计算公式为

$$(q_m^{\text{evp}} + q_m^{\text{inj}})(H_{3'} - H_3) = q_m^{\text{inj}}(H_6 - H_5) \tag{1}$$

式中： $q_m^{\text{evp}}$ 与 $q_m^{\text{inj}}$ 分别为蒸发与补气质量流量； $H_{3'}$ 、 $H_3$ 、 $H_5$ 、 $H_6$ 分别为图 2 中点 3'、点 3、点 5 与点 6 的焓值。

1.2 制冷剂的选择

目前市场量产的绝大部分汽车空调采用的制冷剂为 R134a,但由于其高达 1 300 的全球变暖潜能值 (GWP)<sup>[11]</sup>无法满足日益严苛的环保法规,所以不日必将被其他制冷剂所替代. 而 R1234yf 制冷剂的 GWP 值小于 1<sup>[11]</sup>,其与 R134a 制冷剂十分相似的物性与工作性能、卓越的环保特性<sup>[12-13]</sup>都使 R1234yf 制冷剂成为大多数国家下一代汽车空调制冷剂的选择. 由于 R1234yf 制冷剂的物性、运行特点与工作性能均与 R134a 制冷剂十分相似,所以可以避免汽车空调部件重新进行大范围的设计与更改,这也是汽车行业对替代制冷剂的一致诉求. 虽然 R1234yf 制冷剂的热泵系统制热性能略低,但相关研究<sup>[14-15]</sup>表明该性能能够通过优化措施超越现有的 R134a 制冷剂.

从管内冷凝与蒸发传热数值计算分析,由 Nusselt 方程可知光滑管的内部冷凝关联式为

$$h_c = 0.728 \left[ \frac{\rho_f(\rho_f - \rho_g)g\Delta H_{fg}\lambda_f^3}{\mu_f(T_s - T_w)d_o} \right]^{\frac{1}{4}} \tag{2}$$

式中： $h_c$ 为冷凝换热表面传热系数； $\rho_f$ 与 $\rho_g$ 分别为制冷剂液相密度与液气相密度； $g = 9.8 \text{ m/s}^2$ 为重力加速度； $\Delta H_{fg}$ 为液相与气相的焓差； $\lambda_f$ 为液相导热系数； $\mu_f$ 为液相黏度； $T_s$ 与 $T_w$ 分别为饱和温度与扁管温度； $d_o$ 为管外径。

再由 Shah 关联式<sup>[16]</sup>进行计算,则有：

$$h_c = h_f \left( 1 + \frac{3.8}{Z} \right) \tag{3}$$

$$Z = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.8} (p^*)^{0.4} \tag{4}$$

$$h_f = \frac{\lambda_f}{d_i} 0.023 \left[ \frac{G(1-x)d_i}{\mu_f} \right]^{0.8} Pr_f^{0.4} \tag{5}$$

式中： $x$ 为干度,无量纲； $p^*$ 为制冷剂的工作压力与其临界压力之比； $G$ 为质量流速； $d_i$ 为管内径； $Pr_f$ 为液相普朗特数,无量纲。

代入 R1234yf 与 R134a 制冷剂的相关热物性与传递参数,可得 R1234yf 制冷剂在相同质量流速下的冷凝传热系数比 R134a 制冷剂的略低,但其冷凝压降也低于 R134a 制冷剂,因此整体性能略优于 R134a 制冷剂. Wang 与 Del Col 等<sup>[17-18]</sup>也对此问题进行了分析,得出了与上述理论相同的结论再由 Lockhart Martinelli 关联式对蒸发传热效果进行计

算,则有：

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right) = -\left(\frac{dp}{dz}\right)_L \varphi_L^2 = -\left(\frac{dp}{dz}\right)_G \varphi_G^2 \tag{6}$$

$$\varphi_L = \left( 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \right)^{0.5} \tag{7}$$

$$\varphi_G = (1 + CX + X^2)^{0.5} \tag{8}$$

式中： $z$ 为压力梯度的方向； $C$ 为流动状态系数,当气液两相均为湍流时, $C = 20$ ,当气相为湍流液相为层流时 $C = 12$ ； $X$ 为 Lockhart Martinelli 参数,定义为假设液体单独流动时与假设气体单独流动时 $p^*$ 之比的平方根,无量纲。

由式(6)~(8)的计算结果可得,R1234yf 制冷剂的蒸发过程压降较低,故沸腾传热性能略好于 R134a 制冷剂. Saitoh 等<sup>[19]</sup>的试验测量也验证了该结论. 因此,选择 R1234yf 作为汽车超低温热泵系统的制冷剂,同时与传统制冷剂 R134a 进行对比测试.

1.3 热泵系统结构及工况选择

热泵系统安装在两个气候室中. 气候室能够通过比例积分微分 (PID) 控制器控制空气温度和湿度. 室外换热器的风速由轴流风扇控制,而室内蒸发器和空气体积流量由供热通风与空气调节 (HVAC) 的输入电压控制. 压力和温度传感器安装在各换热器的入口和出口处以测量热泵系统参数,制冷剂的质量流量通过 Coriolis 质量流量计测量. 此外,在测试期间还采集了换热器的迎风速度和空气体积流量、压缩机的输入电流和电压以及环境温度与相对湿度. 试验台架部件的结构参数如表 1 所示. 试验台架具体结构如图 3 所示. 其中:HZ 为变频器;M 为电机;B 为风机;DP 为差压;DB 为干球温度;WB 为湿球温度。

表 1 试验台架部件结构参数  
Tab. 1 Structural parameters of test bench components

结构参数	数值
压缩机排量/(cc·r <sup>-1</sup> )	27
压缩机转速/(r·min <sup>-1</sup> )	1 000~8 500
室外换热器尺寸/mm	660×500×16
室内冷凝器尺寸/mm	225×125×27
蒸发器尺寸/mm	232.0×239.5×38.0
HVAC 流量/(m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> )	400,吹脚模式
经济器尺寸/mm	290×73(长×宽),12 板
制热电子膨胀阀尺寸/mm	∅ 9.2
补气电子膨胀阀尺寸/mm	∅ 1.65
制冷电子膨胀阀尺寸/mm	∅ 5.5

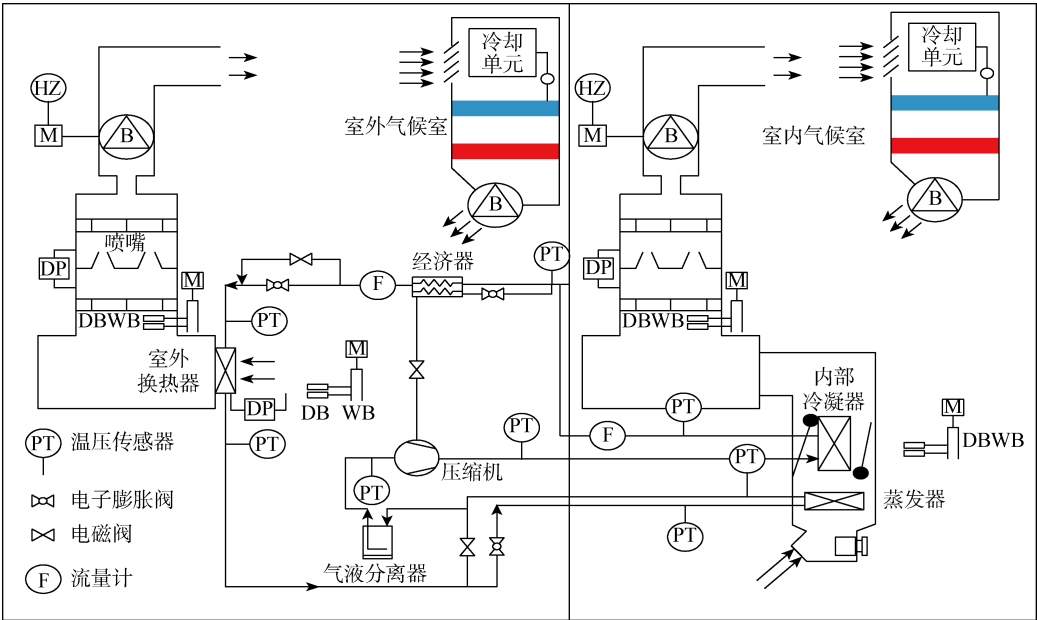


图 3 热泵系统试验台架结构

Fig. 3 Structure of system test bench

制热量  $Q$  通过测量风洞入口温度  $T_1$  和出口温度  $T_2$ 、制冷剂定压比热容  $\gamma$  以及空气质量流量  $q_m$  计算,压缩机输入功率  $W$  由稳压电源电流  $I$ 、电压  $U$  计算得出,则有:

$$Q = q_m \gamma (T_2 - T_1) \tag{9}$$

$$W = IU \tag{10}$$

$$\text{COP} = Q/W \tag{11}$$

主要测试低温环境(−20~0℃)中热泵系统的工作性能,具体试验工况如表 2 所示. 其中: $T_{\text{out}}$ 为室外干球温度; $T_{\text{in}}$ 为室内温度. 室内空气流量为 300

表 2 试验工况

Tab. 2 Test conditions

工况序号	$T_{\text{out}}/^\circ\text{C}$	$T_{\text{in}}/^\circ\text{C}$	压缩机转速/( $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ )	工况序号	$T_{\text{out}}/^\circ\text{C}$	$T_{\text{in}}/^\circ\text{C}$	压缩机转速/( $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ )
1	0	0	5 500	8	−10	20	7 000
2	0	20	5 500	9	−20	−7	4 000
3	−10	0	4 000	10	−20	−7	5 500
4	−10	0	5 500	11	−20	−7	7 000
5	−10	0	7 000	12	−20	20	4 000
6	−10	20	4 000	13	−20	20	5 500
7	−10	20	5 500	14	−20	20	7 000

$\text{m}^3/\text{h}$ ,补气压力测试范围为 0~0.5 MPa.

2 试验结果及分析

2.1 EVI 最佳补气压力

热泵系统的 EVI 效果随补气压力( $p_{\text{inj}}$ )的改变而有所不同,测试补气压力的范围为 0~0.5 MPa. −20℃环境中(工况 11) $p_{\text{inj}}$ 对热泵系统性能的影响如图 4 所示. 其中:补气过热度为  $T_{\text{sub}}$ ;制冷剂总流量为  $q_m^{\text{tot}}$ ;排气温度为  $T_{\text{dis}}$ . 由图 4 可知,随着 EVI 压力的增加,制热量先上升后下降,因此存在一个补气压力值,如图 4 红线所示,使得热泵系统制热量与各

项性能指标综合达到最大值,此即为最佳补气压力值. 当 EVI 压力太低时,补气流量太小导致制热性能差. 随着 EVI 压力的增加,EVI 的制冷剂流量逐渐增加,内部冷凝器中的制冷剂流量增加,并且制热性能有所提升. 但如果 EVI 压力过高,则 EVI 的制冷剂流量过大,大量液体进入压缩机使制热量明显减少.

因此,针对每一个工况,都将有一个 EVI 最佳补气压力,此时热泵系统具有最佳的加热性能,下文中试验结果的对比与分析也均取各工况下最佳补气压力下的数据结果.

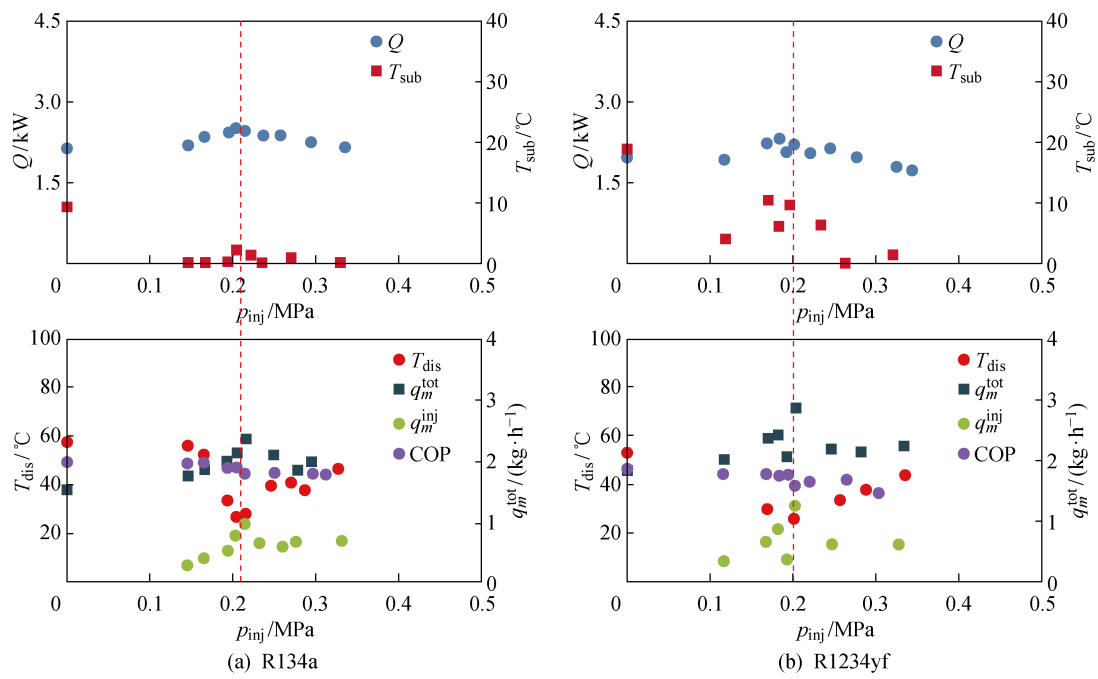


图 4  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  工况下的最佳补气压力分析

Fig. 4 Analysis of optimal vapor injection pressure at  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$

2.2 制热量与 COP

采用 R1234yf 制冷剂的 EVI 热泵系统制热量与 COP 试验结果如图 5 所示. 其中 NEVI 为无 EVI 的热泵系统. 由图 5(a) 与 (b) 可以看出, 采用 R1234yf 制冷剂的 EVI 热泵系统在  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  超低温

环境中的制热量与 COP 可达  $2\text{ kW}$  与  $2.0$  以上, 能够满足各工况下的车内制热需求, 制热量与 COP 相比不补气时分别提升了  $30\%$  与  $14\%$ . 而图 5(c) 与 (d) 中采用 R134a 制冷剂的热泵系统, 其 EVI 仅提升了  $19\%$  与  $8\%$ . 这是因为 R1234yf 制冷剂的气相

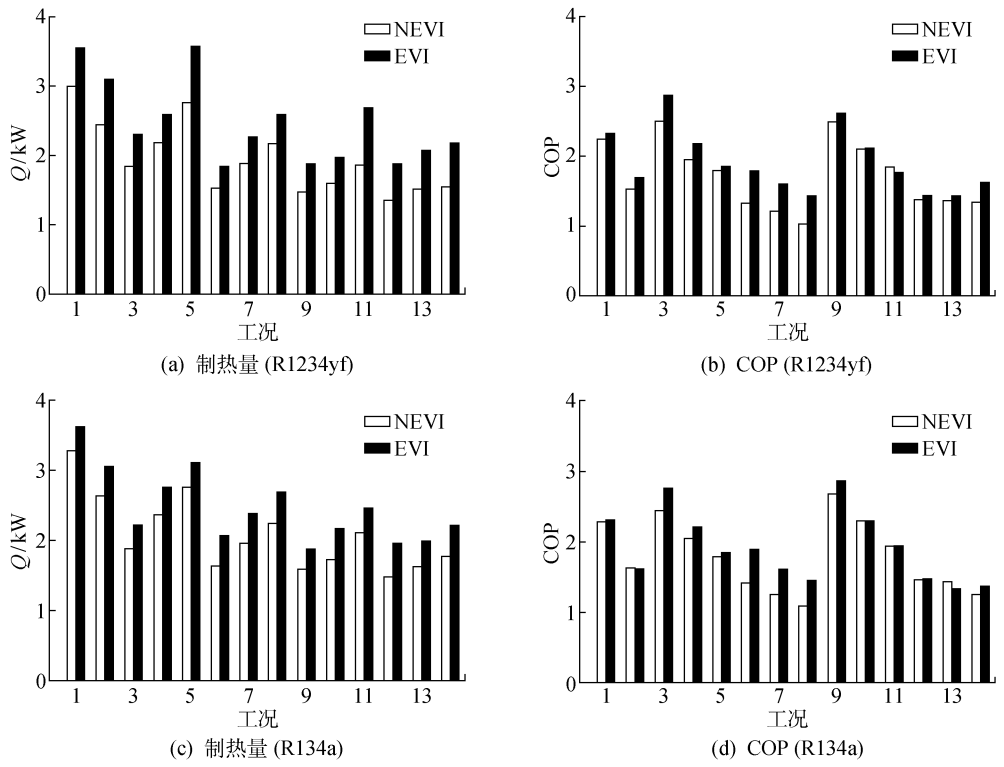


图 5 R1234yf 与 R134a 汽车热泵系统测试结果

Fig. 5 Test results of automotive heat pump air-conditioning systems of R1234yf and R134a

密度比 R134a 制冷剂高 15%~20%，提升了制冷剂的质量流量，所以 R1234yf 制冷剂比 R134a 制冷剂更适合用于 EVI 热泵系统，性能提升效果更佳。同时从图 5 中的对比可以看出，环境温度越低，补气使制热量提升的效果就越好。因此，该强化补气热泵空调技术能够较好地满足北方低温气候区的使用需求。

对比两种制冷剂热泵系统的 EVI 模式，其结果如图 6 所示。由图 6 可知，采用 R1234yf 制冷剂的 EVI 热泵系统制热量与 COP 分别比采用 R134a 制冷剂的 EVI 热泵系统制热量与 COP 低 6.7% 和 4.5%。这主要由于在汽车空调常用的 -25~40℃ 工作范围内，相同工作压力下 R1234yf 制冷剂的相变潜热低于 R134a 制冷剂，但与此同时 R1234yf 制冷剂的气相密度比 R134a 制冷剂高，对增加制热量又有正向作用。总的来说，采用 R1234yf 制冷剂的 EVI 热泵系统制热性能比 R134a 制冷剂略有不足但基本持平，且在个别工况下优于 R134a 制冷剂。

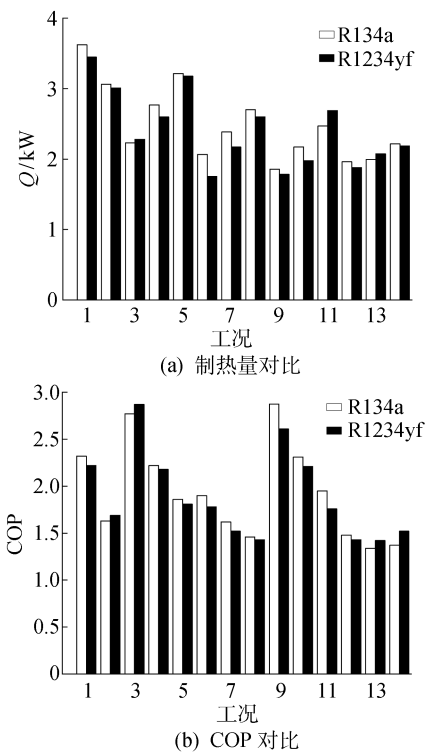


图 6 R1234yf 与 R134a 制冷剂热泵系统 EVI 模式性能对比

Fig. 6 Performance comparison between R1234yf and R134a systems of EVI mode

2.3 排气温度

排气温度是影响汽车空调工作可靠性和稳定性的重要因素，相关研究<sup>[20-21]</sup>表明，电动汽车的压缩机  $T_{dis}$  平均比传统汽车高 5~10℃，在某些极端条件下甚至更高。过高的排气温度会导致一系列不

良后果，例如润滑剂的密度与黏度变化、热泵系统堵塞、压缩机磨损等，这对热泵系统的长期运行会产生不利的影响。热泵系统在 EVI 与 NEVI 模式下的排气温度试验结果如图 7 所示。由图 7 可知，在 EVI 模式下，R1234yf 制冷剂与 R134a 制冷剂热泵系统排气温度比 NEVI 模式低 5~20℃，平均低 12℃，且环境温度越低排气温度下降效果越好，保证了该热泵系统在 -20℃ 环境中运行的可靠性与稳定性。同时，通过对比可以发现相同的试验条件下，采用 R1234yf 制冷剂热泵系统的排气温度在 EVI 模式与 NEVI 模式下分别比 R134a 制冷剂热泵系统平均低 4℃ 和 5.3℃，R1234yf 制冷剂热泵系统更为稳定可靠。这是 R1234yf 制冷剂的一大优势，因此 R1234yf 制冷剂比 R134a 制冷剂更适合用于电动汽车热泵系统。

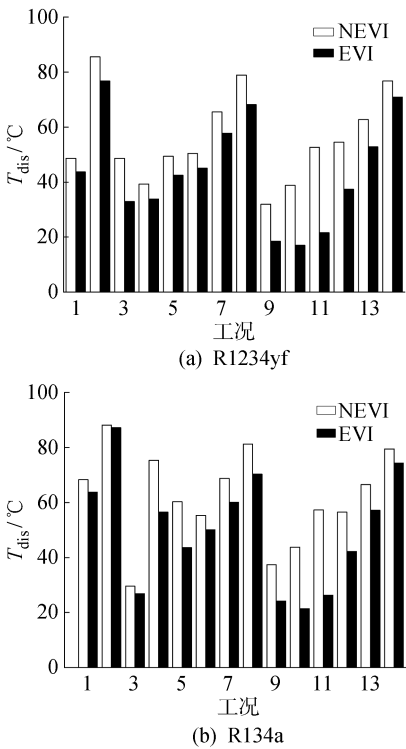


图 7 排气温度试验结果

Fig. 7 Test results of discharge temperature

2.4 低压饱和压力

当汽车的热泵系统在低于 -20℃ 的环境温度中工作时，可能会出现吸气的蒸发压力低于大气压即真空负压的情况，导致空气和水分泄漏到非密封部件中严重损坏热泵系统。因此出于对压缩机的保护，规定其不能在最高转速下运行，必须降低压缩机转速，以确保吸气压力大于外部大气压，但压缩机转速的降低也会导致低温下制热性能的急剧下降。R1234yf 制冷剂与 R134a 制冷剂的低温蒸发压力对

比如图 8 所示. 其中:  $p_s$  为低压饱和压力;  $T$  为温度. 由图 8 可知, R1234yf 制冷剂的低压饱和压力比 R134a 制冷剂的高 15% 左右; 与大气压力对比可以发现, R134a 制冷剂在温度为  $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$  左右时, 饱和压力就低至大气压, 而 R1234yf 制冷剂在温度  $-29\text{ }^{\circ}\text{C}$  时才达到大气压. 因此, R1234yf 制冷剂可适用于更低的蒸发压力, 即在相同的低温环境中, R1234yf 制冷剂可以比 R134a 制冷剂匹配更高的压缩机转速, 提供更高的制热量, 这也成为采用 R1234yf 制冷剂的车用热泵在超低温环境中高性能工作的有效保证.

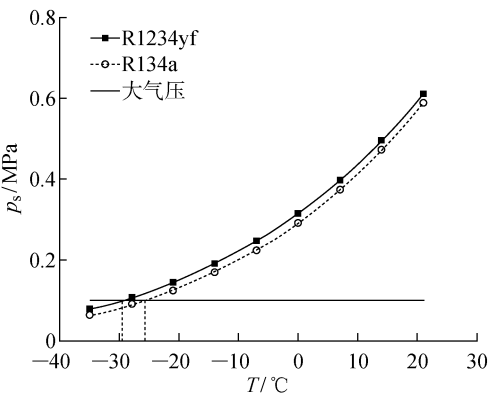


图 8 R1234yf 与 R134a 低压饱和曲线

Fig. 8 Low pressure saturation curves of R1234yf and R134a

### 3 热泵系统零部件优化

#### 3.1 增大内部冷凝器面积

换热器的换热效果是影响热泵系统性能的重要因素, 内部冷凝器换热面积的增加可以显著提升热泵系统的制热量与 COP. 为此, 将 R1234yf 制冷剂热泵系统 EVI 模式下内部冷凝器换热面积增大 10% 后进行测试, 测试结果如图 9 所示. 其中:  $S$  为

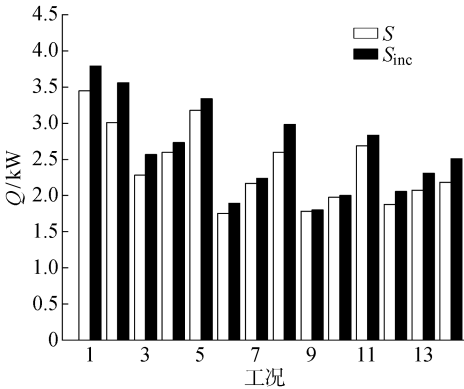


图 9 R1234yf 热泵系统 EVI 模式优化测试结果

Fig. 9 EVI mode optimization test results of R1234yf system

原系统冷凝器换热面积;  $S_{inc}$  为增大 10% 后的冷凝器换热面积. 由图 9 可知, R1234yf 制冷剂热泵系统制热量平均提升 15%, 特别是在工况 14 中的  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  超低温环境中, 热泵系统制热量达到  $2.51\text{ kW}$ , 比原来 NEVI 模式的  $2.11\text{ kW}$  提升了 19%, 也比 R134a 制冷剂热泵系统提升了 16%. 该优化方法攻克了  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  环境下乘员舱制热的技术难点, 可以满足乘员舱热舒适性的制热需求.

#### 3.2 插片式换热器开发

由于在环境温度低于  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  且小于湿空气露点温度时, 室外换热器表面在短时间内会被霜层堵塞, 导致换热系数严重降低, 换热量减小且结霜非常不均匀, 且化霜后水分不易流出, 再次冷却时易结冰, 发生“冰堵”现象, 致使汽车热泵系统无法正常工作. 为解决此技术难点, 开发了新型热泵插片式微通道换热器, 其结构如图 10 所示. 特点在于竖直布局的百叶窗翅片与水平微通道扁管焊接, 使得湿工况冷凝水能沿突出的纵向翅片顺利排出, 解决了传统微通道换热器水平翅片根部易积水甚至冰堵的难点. 在  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  超低温环境中进行的化霜对比测试结果如图 11 所示. 由图 11 可以知道, 传统微通道换热器在 40 min 时霜层已很厚, 而新型插片式微通道换热器在 40 min 时则无明显结霜, 最终使得结霜运行时间增加了 78% 以及化霜时间从 12 min 缩短到 5 min, 实现了除霜频次降低以及热泵系统节能的目标, 也解决了传统车用热泵系统在超低温环境中无法使用的难题.

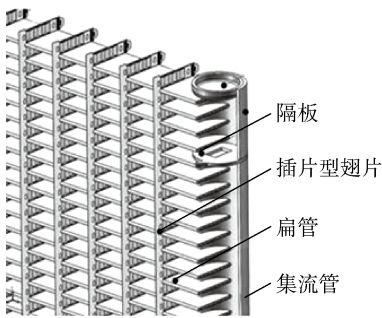


图 10 插片式换热器结构

Fig. 10 Structure of insert heat exchanger

#### 3.3 电动涡旋压缩机补气流路优化

车用热泵强化补气热泵系统使用了类双级压缩技术, 利用中间不完全冷却的方式解决普通热泵低温下性能不足的问题. 由于需要使用强化补气压缩机, 其补气流路的设计将直接影响补气的效果与整个热泵系统的性能. 在低温工况下, 压缩机润滑油黏度变大且比常温工况下更容易滞留在热泵系统中.



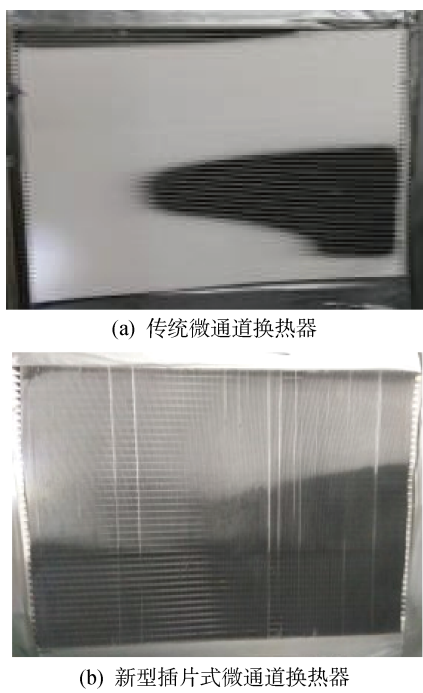


图 11 -20 ℃ 时 2 种室外换热器的 40 min 化霜测试  
Fig. 11 40 min frost tests of two kinds of outdoor heat exchangers at -20 ℃

润滑油回油困难不仅会导致压缩机摩擦损失增加、效率降低,且润滑油极易停留在蒸发器中,增加制冷剂 and 管道之间的热阻,进一步降低热泵系统的性能。因此,对强化补气压缩机补气流路的优化和油分离机构控制技术进行了提升,开发了一种涡旋压缩机仿真模型,最终确定的对称补气孔设计、位置及孔径方案如图 12 所示。由图 12 可以看出,为解决低温回油问题,开发了低温热泵系统专用高效油分离器,采用压缩机集成式油分离机构,基于制冷剂与油互溶流动机理开发油分离仿真模型,利用润滑油重力和离心力作用,在原有压缩机排气管上增加一个旋流

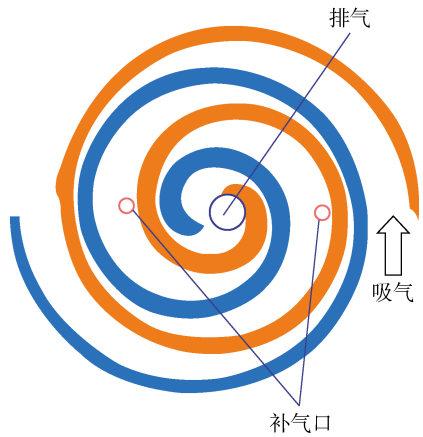


图 12 强化补气电动涡旋压缩机设计方案  
Fig. 12 Design of electric scroll compressor for EVI

分离锥形油分离管,实现润滑油与制冷机的高效分离。该种优化设计不仅可以提升车用热泵强化补气的效果,还能使热泵系统的制热量平均提升 23%,同时又降低了压缩机的吐油量,使得热泵系统的油循环率控制在 3% 以内。

4 结论

所提基于强化补气的汽车超低温热泵系统,在低温环境(-20~0 ℃)性能测试中表现出了良好的制热性能,可以满足北方低温气候区的使用需求。

(1) 经过强化补气,采用 R1234yf 制冷剂的 EVI 热泵总体制热性能比 R134a 制冷剂略有不足但基本持平,且在个别点性能超越 R134a 制冷剂。

(2) R1234yf 制冷剂热泵系统 EVI 模式在 -20 ℃ 低温环境中制热量与 COP 可达 2 kW 与 2.0 以上,比普通热泵制热量与 COP 提升了 30% 与 14%,EVI 性能提升的效果优于 R134a 制冷剂,可以满足超低温环境的制热需求。

(3) R1234yf 制冷剂热泵系统的排气温度平均比 R134a 制冷剂热泵系统低 4 ℃,低温饱和蒸汽压力比 R134a 制冷剂高 15% 左右,在相同低温环境中表现出更高的制热量和工作可靠性。

(4) 增大内部冷凝器面积、使用插片式室外换热器、优化电动涡旋压缩机补气流路与油分离机构可以显著提升强化补气效果与能效。

可以预测,电动汽车超低温 EVI 热泵空调系统将在未来汽车行业有更为深入的发展。目前,新能源汽车热泵空调行业在成长初期,整体规模较小。随着电动汽车市场的全面增长和热泵技术的加速渗透,乘用车热泵空调市场将快速增长,超低温强化补气技术也将带来更大的经济效益与社会效益。

参考文献:

[ 1 ] SUN S H, WANG W C. Analysis on the market evolution of new energy vehicle based on population competition model[J]. **Transportation Research Part D: Transport and Environment**, 2018, 65: 36-50.

[ 2 ] LIU Z W, HAO H, CHENG X, *et al.* Critical issues of energy efficient and new energy vehicles development in China[J]. **Energy Policy**, 2018, 115: 92-97.

[ 3 ] REN J Z. New energy vehicle in China for sustainable development: Analysis of success factors and strategic implications[J]. **Transportation Research Part D: Transport and Environment**, 2018, 59: 268-288.

[ 4 ] ZUO W C, LI Y Q, WANG Y H. Research on the optimization of new energy vehicle industry research



- and development subsidy about generic technology based on the three-way decisions[J]. **Journal of Cleaner Production**, 2019, 212: 46-55.
- [5] DU Z L, LIN B Q, GUAN C X. Development path of electric vehicles in China under environmental and energy security constraints[J]. **Resources, Conservation and Recycling**, 2019, 143: 17-26.
- [6] 李萍, 谷波, 缪梦华. 废热回收型纯电动汽车热泵系统试验研究[J]. **上海交通大学学报**, 2019, 53(4): 468-472.
- LI Ping, GU Bo, MIAO Menghua. Experimental research on waste-heat recovery heat pump system in electric vehicles[J]. **Journal of Shanghai Jiao Tong University**, 2019, 53(4): 468-472.
- [7] ZHANG Z Q, LI W Y, SHI J Y, *et al.* A study on electric vehicle heat pump systems in cold climates[J]. **Energies**, 2016, 9(11): 881.
- [8] 许树学, 柴玉鹏, 马国远, 等. R1234yf 低温制热性能的实验研究[J]. **家电科技**, 2016(Sup. 1): 178-181.
- XU Shuxue, CHAI Yupeng, MA Guoyuan, *et al.* Experimental research on R1234yf heating performance under low temperature[J]. **China Appliance Technology**, 2016(Sup. 1): 178-181.
- [9] 彭庆丰, 赵韩, 陈祥吉, 等. 电动汽车新型热泵空调系统的设计与试验研究[J]. **汽车工程**, 2015, 37(12): 1467-1470.
- PENG Qingfeng, ZHAO Han, CHEN Xiangji, *et al.* Design and experimental study of novel heat pump air conditioning system for electric vehicles[J]. **Automotive Engineering**, 2015, 37(12): 1467-1470.
- [10] 钱程, 谷波, 田镇, 等. 纯电动汽车双热源热泵系统性能分析[J]. **上海交通大学学报**, 2016, 50(4): 569-574.
- QIAN Cheng, GU Bo, TIAN Zhen, *et al.* Performance analysis of dual source heat pump in electric vehicles[J]. **Journal of Shanghai Jiao Tong University**, 2016, 50(4): 569-574.
- [11] STOCKER T F, QIN D, PLATTNER G K, *et al.* Climate change 2013: The physical science basis. Contribution of working group I to the fifth assessment report of IPCC the intergovernmental panel on climate change[M]. Cambridge, UK: Cambridge University Press, 2015.
- [12] LI Z H, LIANG K, JIANG H Y. Experimental study of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in an oil-free refrigeration system[J]. **Applied Thermal Engineering**, 2019, 153: 646-654.
- [13] ZOU H M, HUANG G Y, SHAO S Q, *et al.* Experimental study on heating performance of an R1234yf heat pump system for electric cars[J]. **Energy Procedia**, 2017, 142: 1015-1021.
- [14] FENG L, HRNJAK P. Performance characteristics of a mobile heat pump system at low ambient temperature[DB/OL]. (2018-04-03)[2019-05-05]. <https://saemobilus.sae.org/content/2018-01-0076/>.
- [15] 柴玉鹏, 马国远, 许树学, 等. R1234yf 和 R134a 制冷及制热性能实验研究[J]. **制冷与空调(四川)**, 2017, 31(4): 435-440.
- CHAI Yupeng, MA Guoyuan, XU Shuxue, *et al.* Experimental research on cooling/heating performance using R1234yf and R134a[J]. **Refrigeration & Air Conditioning**, 2017, 31(4): 435-440.
- [16] SHAH M M. A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes[J]. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 1979, 22(4): 547-556.
- [17] WANG C C. An overview for the heat transfer performance of HFO-1234yf[J]. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 2013, 19: 444-453.
- [18] DEL COL D, TORRESIN D, CAVALLINI A. Heat transfer and pressure drop during condensation of the low GWP refrigerant R1234yf[J]. **International Journal of Refrigeration**, 2010, 33(7): 1307-1318.
- [19] SAITOH S, DANG C B, NAKAMURA Y, *et al.* Boiling heat transfer of HFO-1234yf flowing in a smooth small-diameter horizontal tube[J]. **International Journal of Refrigeration**, 2011, 34(8): 1846-1853.
- [20] NAWAZ K, SHEN B, ELATAR A, *et al.* R1234yf and R1234ze(E) as low-GWP refrigerants for residential heat pump water heaters[J]. **International Journal of Refrigeration**, 2017, 82: 348-365.
- [21] 周光辉, 刘亚芳, 杨凤叶, 等. 电动汽车热泵空调系统混气特性模拟实验研究[J]. **低温与超导**, 2016, 44(2): 53-56.
- ZHOU Guanghui, LIU Yafang, YANG Fengye, *et al.* Simulation study on the hybrid gas characteristics of heat pump air conditioning system for electric vehicles[J]. **Cryogenics & Superconductivity**, 2016, 44(2): 53-56.

(本文编辑:石易文)