


**电动汽车供热技术发展
研究报告
(节选)**



中国科学院理化技术研究所

2023年2月

2.4.4 环保工质热泵

R1234yf 热泵系统

R1234yf作为一种汽车空调环保制冷剂，由于其与 R134a 性能接近，因此，R1234yf 被看作较有前景的汽车热泵系统新一代替代制冷剂之一。

相比于 R134a，R1234yf 存在着潜在的优势。当热泵在较低的环境温度中（温度低于 -20°C ）工作时，吸气蒸发压力可能低于大气压出现真空负压，导致空气和水分泄漏至非密封部件中，造成系统损坏，因此压缩机不能在最高转速运行，必须降低压缩机转速，确保吸气压力大于外部大气压，但压缩机转速的降低也导致低温下制热性能急剧下降。图 0-1 所示为 R1234yf 与 R134a 的低压饱和曲线对比。由图 0-1 可知，R1234yf 的低压饱和压力比 R134a 高约 15%，与大气压力对比可知，R134a 在饱和温度约为 -25°C 时饱和压力就低至大气压，而 R1234yf 在饱和温度为 -29°C 时才到达大气压，因此 R1234yf 可以适用更低的蒸发压力，即在相同低温环境中，R1234yf 可以比 R134a 匹配更高的压缩机转速，提供更高的制热量。

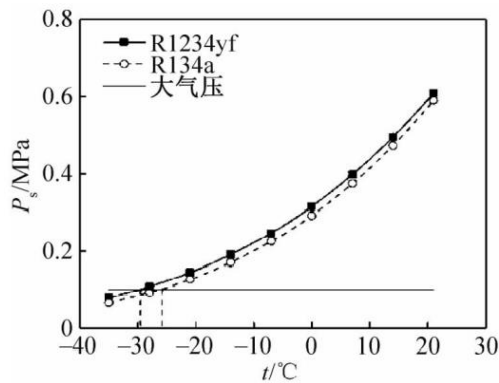


图 0-1 R1234yf 与 R134a 低压饱和曲线对比^[52]

压缩机排气温度是影响系统工作稳定性的重要参数之一，压缩机排气温度过高，将导致压缩机容积效率下降，功耗增加，且排气过热也会使润滑油、制冷剂及各部件间产生不良反应、磨损，严重影响系统稳定性及安全性，且降低压缩机的使用寿命。Y. Lee 等^[49]对 R1234yf 与 R134a 系统进行实验，结果表明 R1234yf 的排气温度比 R134a 低 $6.4\sim 6.7^{\circ}\text{C}$ 。因此，R1234yf 可为系统提供更低的排气温度使压缩机运转更稳定。

目前有许多国内外学者对 R1234yf 用于汽车空调系统进行了研究。在研究

时，有许多学者将 R1234yf 进行了直接替代性实验，并在寒冷气候条件下分析了性能。Li 等^[233]研究了在寒冷气候下电动汽车 R1234yf 热泵系统的制热性能。主要研究了充注量、压缩机转速、室外风速、室外温度、室内流速、室内温度、冷凝器宽度和有无蒸汽喷射等对系统的加热性能影响。结果表明将内部冷凝器的宽度增加 10% 或者使用蒸汽喷射技术，可以使 R1234yf 的制热量和 COP 高于 R134a。Wang 等^[53]将现有的 R134a 汽车空调系统不做改动直接将制冷剂替换为 R1234yf，依据操作条件的不同，系统的性能会下降 0~27%，通过引入内部热交换器、喷射器、扩张器或调整热膨胀阀，可以将 R1234yf 系统的性能提升至原 R134a 系统的相同水平。研究还发现 R1234yf 在蒸发器中换热性能与 R134a 相当，但在冷凝器中的换热性能不如 R134a，所以针对 R1234yf 系统冷凝器需进一步优化设计，同时由于 R1234yf 的摩擦降较大，R1234yf 的体积效率略低于 R134a。R134a 系统中使用的润滑油可用于 R1234yf 系统中，两种制冷剂的油循环比没有显著差异。Lee 等^[49]在热泵实验台上测试了 R1234yf 和 R134a 的性能，结果表明在相同条件下 R1234yf 系统的 COP 和制热量比 R134a 系统分别低 2.7% 和 4%，而在冬季工况下 R1234yf 系统的压缩机排气温度更低，同时由于 R1234yf 密度较低使得其充注量较 R134a 低 11% 左右。

由于在汽车空调的常用工作温度范围（-25~40℃）内，相同工作压力下 R1234yf 的相变潜热低于 R134a，导致 R1234yf 在直接替代 R134a 时，介质冷凝放热过程焓差降低，虽然 R1234yf 的气相密度高，增加了制冷剂流量，但仍不能完全弥补焓差的差距，所以系统制热性能略低，因此 R1234yf 的工作能力与 R134a 略有差距。

为了缩小，R1234yf 热泵系统与 R134a 热泵系统之间的工作能效差距，近年来，国内外诸多学者都对针对 R1234yf 的热泵系统进行了研究。

Sad^[234]在 R1234yf 和 R134a 的理论循环的相同工况下进行理论性能对比，分析结果表明，R1234yf 系统比 R134a 系统相比，循环压比和排气温度较低，但理论 COP 也低于 R134a 系统。在此基础上进行实验对比研究，结果表明 R1234yf 的制冷量最多下降了 13%，COP 最多下降 11.8%，压缩机排气温度最多下降 15℃。Zhao^[235]等人也做了 R1234yf 和 R134a 的性能对比研究，研究发现 R1234yf 系统的制冷剂最佳充注量为原有系统的 95%。R134a 系统的制冷量比

R1234yf 最多达 12.4%，COP 最多高 9%。Zilio^[236]等人除了做 R1234yf 直接替代系统的性能测试外，还进行了模拟研究，通过改变蒸发器和冷凝器结构来提高 R1234yf 系统性能，模拟结果显示当蒸发器和冷凝器的迎风面积分别增大 20% 和 10% 时，R1234yf 系统可得到更高的 COP。Qi^[237]等人采用不同的蒸发器形式（层叠式和微通道式）对 R1234yf 系统和 R134a 系统进行了性能对比，实验结果发现采用层叠式换热器时，R134a 系统可以获得更好的传热和流动性能，而 R1234yf 系统更适用于微通道换热器。

李宴辉等^[238]搭建了一套电动汽车热泵空调系统，系统原理如图 0-2 所示。常规系统下 R1234yf 制冷性能较 R134a 低 5.6%~7.5%，COP 低 5.4%~7.1%。通过增加回热器、回冷器及提高压缩机转速等策略，R1234yf 的制冷量和 COP 与 R134a 的差距将小于 1%。

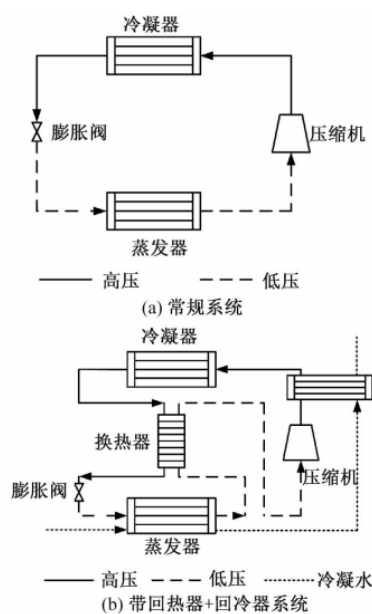


图 0-2 电动汽车空调系统循环原理^[238]

Zou Huiming 等^[239]搭建了一套电动汽车热泵空调系统，对比了不同工况下 R1234yf 和 R134a 热泵系统的工作性能。图 0-3 所示为不同室内外温度及压缩机转速分别为 3000、5000、7000 r/min 时，两种制冷剂的系统制热量和 COP 的对比。其中，当室内外温差大于 20°C 时，为了保护压缩机，转速为 7 000 r/min 工况下不进行测试。由图 0-3 可知，二者的系统制热量和 COP 相差在 10% 以内，且差值与膨胀阀的开度、压缩机转速、风量等有很大关系。

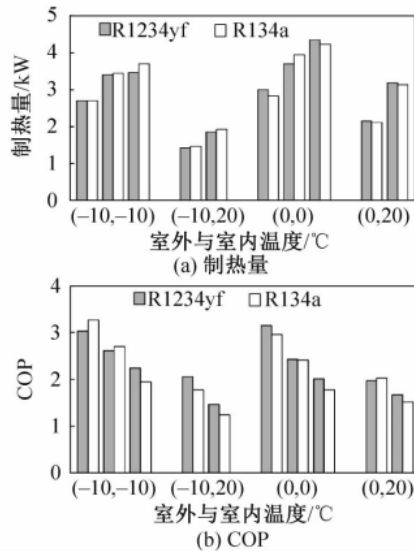


图 0-3 R1234yf 和 R134a 制热性能对比^[239]

利用中间补气(EVI)技术可以通过提升蒸发器中的焓差改善 R1234yf 系统循环稳定性和工作性能。Zhang Ziqi 等^[240]对低温环境下 R134a 热泵系统的中间补气进行了测试，系统制热量随着补气压力的升高而增加，且环境温度越低，中间补气的效果越好。当环境温度为 -20°C 时，EVI 模式下制热量平均提升 57.7%；当环境温度为 -10°C 时，EVI 模式制热量平均提升 44.1%，对经济器进行更合适的优化可以使 COP 和制热量再各提升约 14%，因此中间补气可以很好的解决热泵系统低温下制热性能下降的问题。R1234yf 的物性与 R134a 极其相似，且因气相密度较大，可以提供更高的质量流量，因此 R1234yf 将比 R134a 更适合中间补气系统，制热性能的提升也比 R134a 更好。刘雨声等^[241]研究了适用于 -20°C 超低温下的 R1234yf 系统，如图 0-4 所示，通过采用中间补气技术，R1234yf 系统在 -20°C 低温环境中制热量与 COP 可达 2kW 与 2.0 以上，改进后的新型热泵制热量与 COP 分别提升了 30%与 14%，其制热能力基本与 R134a 持平且中间补气的效果优于 R134a 制冷剂。

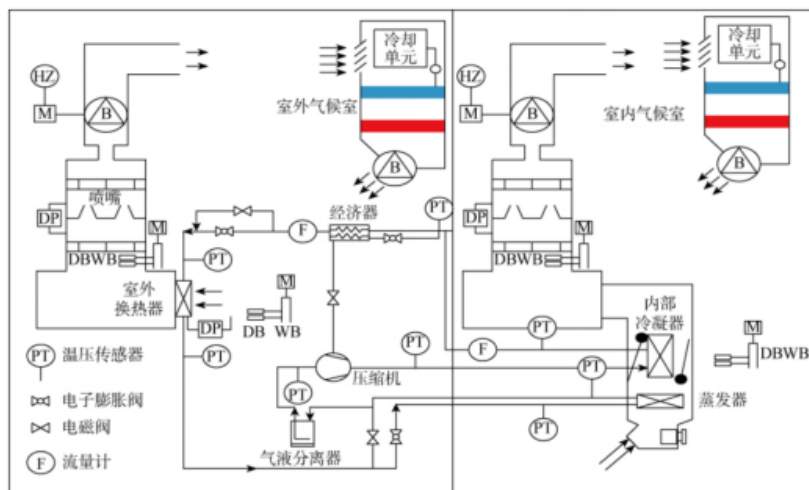


图 0-4 基于 R1234yf 的中间补气汽车超低温热泵空调系统^[241]

此外，在系统中加入回热器也能提高 R1234yf 系统的性能。回热器是让冷凝器出口的高温高压制冷剂液体与蒸发器出口的低温低压制冷剂蒸汽进行热量交换，以提高冷凝器出口制冷剂过冷度，改善系统制冷性能。Navarro^[242]等在 R1234yf 系统中加入螺旋槽结构的回热器，改善了系统制冷量和 COP，基本可以达到 R134a 系统的性能。使 R1234yf 系统的制冷量和 COP 性能损失减少了将近 2%-6%。Cho^[243]也在系统中引入了回热器，使得 COP 损失有所减小。

R744 热泵系统

CO₂ (R744) 冷媒环境性能优异、不燃无毒、运动粘度低、成本低。由于 CO₂ 在低温环境温度下制热性能优异，近年来 CO₂ 热泵成为该领域的研究热点。

CO₂ 制冷剂作为一种自然制冷剂，具有与制冷循环和设备相适应的热力学性质。蒸发潜热较大，单位容积制冷量相当高。具有良好的输运和传热性质。导热系数较高，黏度较低，比热容较大。液体密度和蒸气密度值比较小，在低压下两相流动较为均匀，有利于节流后，各回路间制冷剂的均匀分配，较小的表面张力能够，提高沸腾区的蒸发换热系数。优良的流动和传热特性，可显著减小压缩机与系统尺寸，使整个系统非常紧凑^[54]。

由于 CO₂ 的临界温度很低，循环的放热过程不是在两相区冷凝，而是在接近或超过临界点的区域的气体冷却器中放热。近年来，国内外诸多学者及研究机构对电动汽车的 CO₂ 热泵系统进行了诸多研究。

国内上海交通大学率先开启 CO₂ 热泵系统的相关研究。陈江平^[244]率先研制

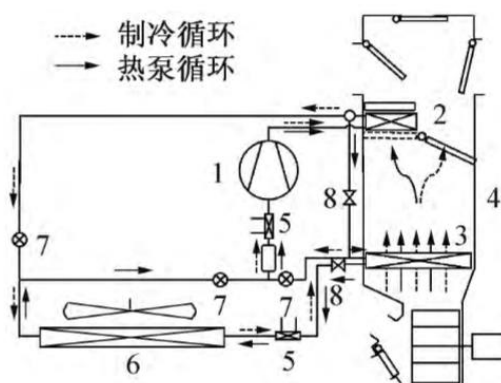
出了国内首台车用的 CO₂ 跨临界汽车空调系统实验台架，在 27°C/35°C 制冷工况下实测制冷量达到 4.5 kW。而金纪峰^[245]采用传热性能更佳的微通道换热器，设计了国内第一套平行流换热器式 CO₂ 汽车空调系统，实验结果显示，当环境温度为 25°C 时，系统的制冷 COP 达 2.83；继而开展了实车道路测试，结果显示，受到实车安装时前端模块结构的影响，实测 CO₂ 汽车空调系统的性能较台架试验差距较大，其降温速度较 R134a 系统的降温速度慢。

对于 CO₂ 汽车空调系统在电动汽车上的应用，Wang^[246,247]等人测试了电动汽车 CO₂ 热泵空调系统典型工况下的性能，并与 R134a 系统进行比较。通过实验可得，两者制冷量相当但是当环境温度从 27°C 增大到 45°C 时，制冷 COP 会从 2.0 下降到 1.3，与 R134a 系统相比低 10%-16%。在制热模式下，-20°C/20°C 工况时，当压缩机频率为 54 Hz 时，系统的最大 COP 达到 1.7。Jiang^[248]等人测试了不同环境温度下系统的制冷性能，实验结果表明，当环境温度从 35°C 升高到 45°C 时，CO₂ 空调系统的制冷 COP 急剧衰减，衰减比率高达 37.7%。刘业凤等^[249]设计了一套车用 CO₂ 热泵系统，通过仿真分析得到与 R134a 系统相比 COP 低 18.9%，但排气温度高了 45°C，在冬季制热工况下 CO₂ 热泵系统具有较好性能。武悦等^[250]在实车上研究了 CO₂ 热泵系统对车辆续航里程的影响，通过与 PTC 车对比测试，得到在 -5°C 环境下以正常模式行驶可增加 23.6% 的续航里程，证明了冬季采用 CO₂ 热泵系统的经济性。Li 等^[251]提出了一种汽车空调用 CO₂ 集成翅片微通道气体冷却器，仿真结果表明，集成翅片和微通道气体冷却器在较高的正面风速下具有良好的性能，翅片的几何形状和空气侧分布不均匀也对系统性能有一定影响。

韩国汽车技术研究所通过对汽车用 CO₂ 空调系统开展的系列研究，验证了 CO₂ 空调系统运用于汽车空调的可行性和有效性。2009 年，Kim 等^[252]研究了 CO₂ 汽车空调系统在不同运行工况下的性能，通过改变发动机转速和汽车行驶速度调节系统运行工况。结果显示，车辆怠速工况下，在最优排气压力工况下运行时，系统的制冷量超过 4.5 kW，制冷 COP 超过 2.4；车辆行驶工况下，对应 35°C/45°C 工况，在最优排气压力工况下运行时，系统制冷量和制冷 COP 分别达到 7.5 kW 和 1.7。2012 年，Lee 等^[253]设计了电驱动 CO₂ 汽车空调系统，并实验测试了变工况下系统的制冷性能。结果显示，35°C 工况下，当排气压力从

9.2 MPa 提高到 10.2 MPa 时, 系统的制冷量提高到 6.4 kW, 提升 36.8%, 对应 COP 提高到 2.5, 提升 30.3%。当压缩机转速提升至 4500 r/min 时, 系统制冷量普遍超过 5.0 kW, 超过夏季工况下汽车冷负荷, 足以满足制冷需求。

为提高 CO₂ 热泵性能, 王丹东等^[254]提出在制热模式下将室内换热器串联来提高高压侧的换热能力, 如图 0-5 所示, 结果表明相较于单一气冷器, 采用串联气冷器的车用热泵空调系统的制热量和 COP_h 分别提高了 31%和 33%。



1 压缩机; 2 室内气冷器; 3 室内蒸发器; 4 HVAC;
5 中间换热器; 6 室外气冷器; 7 电磁阀; 8 EEV。

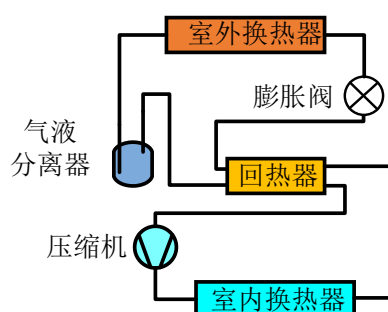
图 0-5 采用串联气冷器的 CO₂ 车用热泵空调系统

由于存在夏季制冷量不足、极寒条件下制热效率低等问题, 现有诸多研究聚焦于高温环境下 CO₂ 热泵系统制冷性能的提升。

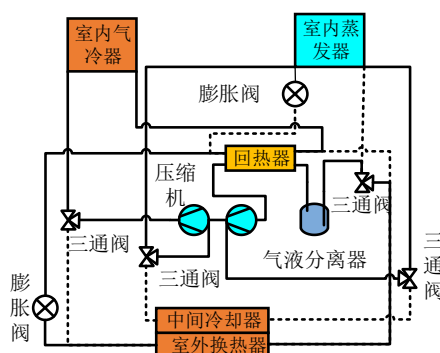
通过增设回热器可以实现蒸发器出口的低温制冷剂对气液分离器出口的制冷剂进行冷却降温, 从而降低节流前的温度, 提高系统的性能。Wang 等^[255]在相同的测试条件下比较了 CO₂ 热泵系统与 R134a 热泵系统的热力性能, 实验结果表明 CO₂ 热泵系统与 R134a 热泵系统具有相似的甚至更好的制冷能力与 COP, 在制热模式下, CO₂ 热泵系统的性能明显优于 R134a 热泵系统。CO₂ 热泵系统在膨胀阀与室内换热器之间增加了一个换热器, 可以有效适合低温环境, 实验结果表明该系统在低温环境下启动时制热量可达 3.6kW, COP 为 3.15, 为 CO₂ 热泵系统低温环境下的应用创造了条件^[256], 系统如图 0-6 (a)所示。Cho 等^[257]证实回热器的使用不仅可以提高系统的 COP, 还可以增加系统的制冷量, 同时有回热器的跨临界 CO₂ 循环系统相较于无回热器的系统 COP 可提升 11.9%。但增设回热器后会导致排气温度过高。

研究表明开发的带有中间冷却器的 CO₂ 热泵系统能够显著提高热泵系统的性能^[258]，利用中间冷却器冷却从气液分离器中流出的制冷剂，降低节流前的温度，可以提高系统性能。在制冷模式下，压缩机通过中间冷却器将中间冷却热量排入室外；在制热模式下，通过室内蒸发器将中间冷却的热量回收利用，实验结果表明增加中间冷却器可提高系统的热力性能，系统如图 0-6 (b)所示。

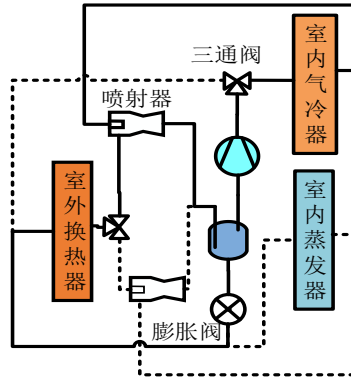
CO₂ 热泵系统用喷射器代替节流阀，通过喷射器将制冷剂喷出，能够提高压缩机的进口压力，降低压缩机的工作压比，使得 CO₂ 热泵系统的热力性能得以提高^[259]，系统图如图 0-6 (c)所示。李浩等^[260]研制了一套带喷射器的跨临界 CO₂ 车用空调系统并实验比较了典型汽车空调工况下系统性能的提升效果，结果表明在不同工况下喷射式系统的制冷 COP 较常规循环提升 2.69%~12.60%，但是对提升系统制冷量效果不明显。张振宇等^[261]比较了带喷射器的跨临界 CO₂ 车用空调系统和常规循环的制冷性能，结果显示在 11.3 MPa 排气压力下，引入喷射器后系统的制冷量和制冷 COP 分别较常规循环提升了 6.6%和 6.1%。并分析了喷射器结构参数喉部直径对系统性能的影响，发现 1.08 mm 的喉部直径对应系统获得最优制冷性能。



(a)带回热器的 CO₂ 热泵



(b)中间冷却式 CO₂ 热泵



(c)带喷射器的 CO₂ 热泵

图 0-6 CO₂ 热泵系统原理图^[31]

R290 热泵系统

R290作为一种环保制冷剂，目前广泛应用于空调行业，GWP低，对环境友好。唯一的缺点在于具有一定的可燃和易爆性。现有研究指出，与 R134a 相比，R290 只需要利用更小的压缩机功率和更少的制冷剂充注就能获得与 R134a 相同的性能^[57]。因此 R290 有望替代 R134a 成为新兴的环保制冷剂。

电动汽车近年来是新兴的研究领域之一，受到了学者们的广泛关注。众多学者将 R290 应用在了电动汽车上。Wu 等人^[63]将 R134a、R152a、R1234yf、R290、R410A、R32 和 R744，用于电动汽车的客舱加热和冷却，并做了综合性评价，在所有制冷剂中，R290 的 CO₂ 排放量最低。Liu 等人^[64]指出，在室温为-10℃，压缩机转速为 3000RPM 的情况下，R290 能提供比 R134a 和 R1234yf 更高的加热能力和性能。Poongavanam 等人^[65]指出 R134a，R1234yf 和 R290 之间具有良好的一致性，并提出了采用 R290 和 R134yf 来替代 R134a。

针对 R290 的热泵系统也进行了诸多研究。在-10℃的环境下，R290 系统的制热量与 COP 与 R134a 系统相比分别提升了 55%和 12.3%^[262]。R290 是一种易燃制冷剂，为了提高热泵系统的安全性，黄广燕等^[263]搭建了 R290 热泵系统及其二次换热回路图 0-7 所示，在-25℃的环境下，系统的 COP 可达 2.16，具有非常优良的制热性能。奥特佳公司同样也提出了一种二次回路电动汽车热泵如图 0-8 所示，此系统将可燃的 R290 回路置于前舱，通过不可燃的二次回路进行换热对车舱内的环境进行控制，在实现热管理系统模块化的同时，也最大限度减少了可燃制冷剂的充入量^[31]。Jignesh K^[264]搭建了一套带回热器的电动汽车空调

系统试验台，并对 R134a 和 R290 进行了测试。在制冷量 4kW、蒸发温度 7.2°C、冷凝温度 55°C及吸气温度 35°C的条件下，与 R134a 系统相比，R290 制冷系统的排气温度下降约 2.1%，压缩比降低约 17.9%，系统 COP 减少约 2.4%。因此，需要对 R290 系统研发专用的压缩机、换热器、膨胀阀等部件，才能达到与 R134a 系统性能相当的水平。Liu 等人^[265]实验研究了冷媒充注量对不同节流装置的 R290 空调系统性能的影响。结果表明：在过充条件下，热力膨胀阀（TXV）或电子膨胀阀（EEV）的系统性能对冷媒充注量的依赖性较小。但在充注量不足的情况下，除了节流装置前没有过冷的情况外，与 TXV 系统相比，EEV 系统对充注量的敏感性较低。因此，考虑到 TXV 和 EEV 在空调中的应用，少量的过充可以在不牺牲系统短期性能的前提下，提高系统的长期性能。

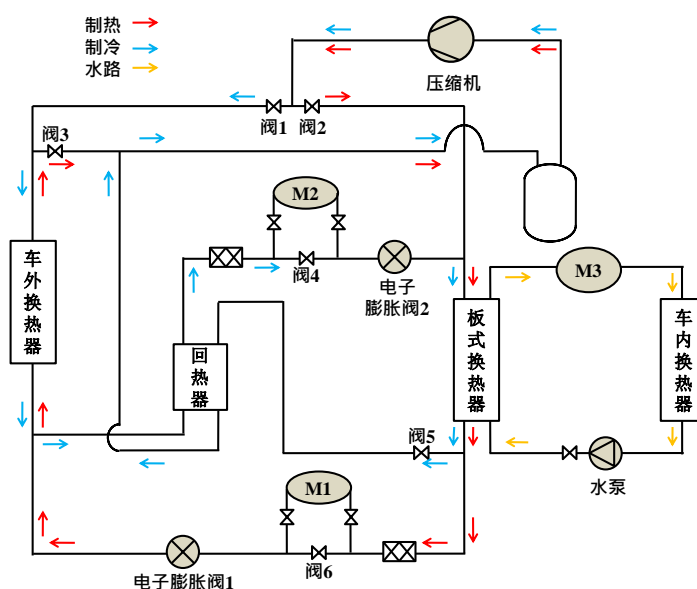
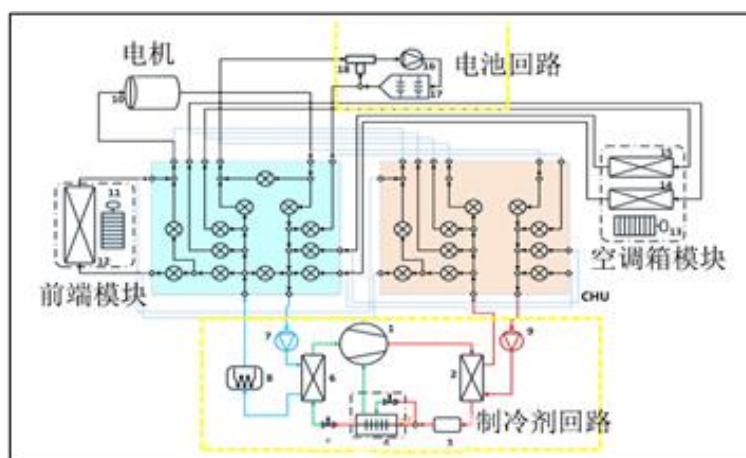
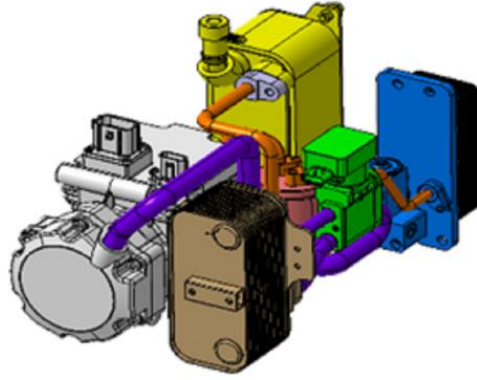


图 0-7 负荷侧采用二次换热回路的 R290 热泵系统



(a) 系统流程



(b)系统实物模型

图 0-8 R290 二次回路热泵系统

R134a、R1234yf、R290、R744 热泵系统性能对比

这里对 R134a、R1234yf、R290、R744 四种工质的单级压缩带回热器的热泵系统在环境温度为 45℃、35℃、25℃、0℃、-10℃、-20℃的六种工况进行性能对比。其中 R290 系统采用二次循环方式以满足其安全性问题，如下表所示。

表 2-18 环境温度 45℃工况下四种工质系统的性能对比（全回风，制冷量要求 5.75kW）

	R134a	R1234yf	R744	R290
蒸发温度(°C)	0	0	0	-3
冷凝温度(°C)	63	63	/	65
蒸发压力(MPa)	0.29	0.32	3.49	0.43
冷凝/气冷压力(MPa)	1.80	1.76	11.00	2.34
冷凝/气冷出口温度(°C)	50	50	50	50
蒸发器出口温度(°C)	5	5	5	5
压缩机吸气温度(°C)	25	25	25	22
回热器高压出口温度(°C)	38.23	37.35	45.12	38.11
压缩机排量(cm ³ /r)	34	34	6.8	34
压缩机频率 (Hz)	98	103	107	95
循环理论 COP	3.47	3.38	1.93	3.09
理论制冷量(kW)	6.39	6.42	6.40	6.81
理论压缩机功耗(kW)	1.84	1.90	3.32	2.20
压缩效率	0.75	0.75	0.75	0.75
换热衰减	10%	10%	10%	15%
预测制冷量(kW)	5.75	5.78	5.76	5.79

预测压缩功(kW)	2.46	2.53	4.42	2.97
风量 m ³ /h	450	450	450	450
内外风扇或泵耗电 kW	0.5	0.5	0.5	0.58
预测系统耗电(kW)	2.96	3.03	4.92	3.55
预测系统制冷 COP	1.95	1.91	1.17	1.65

表 2-19 环境温度 35°C 工况下四种工质系统的性能对比（全回风，制冷量要求 4.23kW）

	R134a	R1234yf	R744	R290
蒸发温度(°C)	0	0	0	-3
冷凝温度(°C)	55	55	/	57
蒸发压力(MPa)	0.29	0.32	3.49	0.43
冷凝/气冷压力(MPa)	1.49	1.46	10.00	1.99
冷凝/气冷出口温度(°C)	40	40	40	40
蒸发器出口温度(°C)	5	5	5	5
压缩机吸气温度(°C)	25	25	25	22
回热器高压出口温度(°C)	27.79	26.85	33.77	27.54
压缩机排量(cm ³ /r)	34	34	6.8	34
压缩机频率 (Hz)	66	67	58	63
循环理论 COP	4.27	4.24	2.90	3.79
理论制冷量(kW)	4.74	4.69	4.73	4.99
理论压缩机功耗(kW)	1.11	1.11	1.63	1.32
压缩效率	0.75	0.75	0.75	0.75
换热衰减	10%	10%	10%	15%
预测制冷量(kW)	4.27	4.23	4.26	4.24
预测压缩功(kW)	1.48	1.48	2.17	1.76
风量 m ³ /h	450	450	450	450
内外风扇或泵耗电 kW	0.5	0.5	0.5	0.56
预测系统耗电(kW)	1.98	1.88	2.67	2.32
预测系统制冷 COP	2.16	2.14	1.59	1.83

表 2-20 环境温度 25°C 工况下四种工质系统的性能对比（全新风，制冷量要求 3.45kW）

	R134a	R1234yf	R744	R290
蒸发温度(°C)	0	0	0	-3
冷凝温度(°C)	45	45	/	47

蒸发压力(MPa)	0.29	0.32	3.49	0.43
冷凝/气冷压力(MPa)	1.49	1.46	8.00	1.99
冷凝/气冷出口温度(°C)	30	30	30	30
蒸发器出口温度(°C)	5	5	5	5
压缩机吸气温度(°C)	25	25	25	22
回热器高压出口温度(°C)	17.43	16.41	22.85	17.04
压缩机排量(cm ³ /r)	34	34	6.8	34
压缩机频率 (Hz)	50	50	40	48
循环理论 COP	5.52	5.55	4.49	4.82
理论制冷量(kW)	3.91	3.89	3.88	4.15
理论压缩机功耗(kW)	0.71	0.70	0.86	0.86
压缩效率	0.75	0.75	0.75	0.75
换热衰减	10%	10%	10%	15%
预测制冷量(kW)	3.52	3.50	3.49	3.53
预测压缩功(kW)	0.95	0.93	1.15	1.15
风量 m ³ /h	450	450	450	450
内外风扇或泵耗电 kW	0.5	0.5	0.5	0.56
预测系统耗电(kW)	1.45	1.43	1.65	1.70
预测系统制冷 COP	2.44	2.44	2.11	2.08

由表 2-18、表 2-19 和表 2-20 可以看出，随着夏季温度的升高，需求的制冷量随之增加，4 种工质系统的制冷 COP 随着环境温度升高而下降，系统耗电随环境温度上升而增加。R744 系统在 4 种系统中的制冷性能最差，这是由于在膨胀阀处节流损失较为严重。此外，CO₂ 系统的运行压力比其他系统的高，因此需要对系统部件进行优化。R1234yf 热泵系统和 R134a 热泵系统制冷 COP 几乎相近，两者得到的制冷量相差不大。R290 系统的制冷性能与 R1234yf 及 R134a 系统相比仍然存在一定差距，因此需要研发 R290 系统的专用部件来提高其性能。

表 2-21 环境温度 0°C 工况下四种工质系统的性能对比（全新风，制热量要求 3.79kW）

	R134a	R1234yf	R744	R290
蒸发温度(°C)	-5	-5	-5	-8
冷凝温度(°C)	50	50	/	52

蒸发压力(MPa)	0.24	0.27	3.05	0.37
冷凝/气冷压力(MPa)	1.32	1.30	8.0	1.79
冷凝/气冷出口温度(°C)	5	5	5	8
蒸发器出口温度(°C)	-2	-2	-2	-5
压缩机吸气温度(°C)	3	3	3	1
压缩机排量(cm ³ /r)	34	34	6.8	34
压缩机频率 (Hz)	46	46	29	39
循环理论 COP	6.32	6.45	6.59	5.63
理论制热量(kW)	4.22	4.26	4.25	4.51
理论压缩机功耗(kW)	0.67	0.66	0.64	0.80
压缩效率	0.75	0.75	0.75	0.75
换热衰减	10%	10%	10%	15%
预测制热量(kW)	3.80	3.84	3.82	3.84
预测压缩功(kW)	0.89	0.88	0.86	1.07
风量 m ³ /h	300	300	300	300
内外风扇或泵耗电 kW	0.5	0.5	0.5	0.55
预测系统耗电(kW)	1.39	1.38	1.36	1.62
预测系统制热 COP	2.73	2.78	2.81	2.37

表 2-22 环境温度-10°C工况下四种工质系统的性能对比（30%回风，制热量要求3.76kW）

	R134a	R1234yf	R744	R290
蒸发温度(°C)	-15	-15	-15	-18
冷凝温度(°C)	50	50	/	52
蒸发压力(MPa)	0.16	0.18	2.29	0.26
冷凝/气冷压力(MPa)	1.32	1.30	8.0	1.79
冷凝/气冷出口温度(°C)	35	35	9	37
蒸发器出口温度(°C)	-12	-12	-12	-15
压缩机吸气温度(°C)	8	8	-2	5
压缩机排量(cm ³ /r)	34	34	6.8	34
压缩机频率 (Hz)	79	79	39	63
循环理论 COP	4.28	4.22	4.88	3.90
理论制热量(kW)	4.19	4.19	4.25	4.48
理论压缩机功耗(kW)	0.98	0.99	0.87	1.15

压缩效率	0.75	0.75	0.75	0.75
换热衰减	10%	10%	10%	15%
预测制热量(kW)	3.77	3.77	3.82	3.81
预测压缩功(kW)	1.30	1.32	1.16	1.53
风量 m ³ /h	300	300	300	300
内外风扇或泵耗电 kW	0.5	0.5	0.5	0.53
预测系统耗电(kW)	1.80	1.82	1.66	2.07
预测系统制热 COP	2.09	2.07	2.30	1.84

表 2-23 环境温度-20℃工况下四种工质系统的性能对比（50%回风，制热量要求 3.79kW）

	R134a	R1234yf	R744	R290
蒸发温度(°C)	-25	-25	-25	-28
冷凝温度(°C)	50	50	/	52
蒸发压力(MPa)	0.11	0.12	1.68	0.18
冷凝/气冷压力(MPa)	1.16	1.15	8	1.60
冷凝/气冷出口温度(°C)	35	35	10	37
蒸发器出口温度(°C)	-22	-22	-22	-25
压缩机吸气温(°C)	-2	-2	-2	-5
压缩机排量(cm ³ /r)	34	34	6.8	34
压缩机频率 (Hz)	118	116	51	88
循环理论 COP	3.60	3.53	3.93	3.32
理论制热量(kW)	4.22	4.22	4.25	4.50
理论压缩机功耗(kW)	1.17	1.19	1.08	1.36
压缩效率	0.75	0.75	0.75	0.75
换热衰减	10%	10%	10%	15%
预测制热量(kW)	3.80	3.79	3.82	3.82
预测压缩功(kW)	1.56	1.59	1.44	1.81
风量 m ³ /h	300	300	300	300
内外风扇或泵耗电 kW	0.5	0.5	0.5	0.53
预测系统耗电(kW)	2.06	2.09	1.94	2.34
预测系统制热 COP	1.84	1.81	1.97	1.63

由表 2-21、表 2-22、表 2-23 可以看出，随着冬季环境温度的降低，4 种工

质系统的 COP 随环境温度不断下降，系统耗电随之增加。在典型工况下，R744 系统的制热性能优于 R1234yf 和 R134a 系统，但 R290 系统在典型工况下制热性能与 R1234yf 和 R134a 系统略有差距，因此，提高典型工况下的制热性能是 R290 系统的关键。

综上所述，R744 和 R290 系统在夏天制冷和冬天制热上都各自存在着自身的问题。R744 系统在高温下制冷性能较差。而 R290 系统本身存在一定的安全性问题。而 R1234yf 在对比的四个工况下与 R134a 性能基本相当，且在典型工况下都优于 R744 和 R290 系统。R1234yf 替代 R134a 是对产业的影响最小的选择。在安全性方面，R1234yf 的 ASHRAE 安全级别为 A2L，无毒弱可燃，美国机动车工程师学会(SAE)多年的研究中表明，R1234yf 在汽车空调的工作环境条件下不会被点燃，具有与 R134a 相同的安全性。而 R290 具有一定的可燃和易爆性，因此，R290 系统还需考虑其安全性。在系统成本方面，R1234yf 热力性能和 R134a 相近，在热泵系统性能测试中，两者的^[24]的测试结果显示仅相差 2%~4%，因此，在使用 R134a 作为制冷剂的空调系统中，可以实现 R1234yf 对 R134a 的直接替代，有效节约了系统的研发成本。而 R744 的运行压力较大，系统成本较高，同时需要设计专门的热泵系统及热管理架构，并对相关部件进行单独研发，研发投入相对较高。在商业化程度上，目前在欧盟和美国销售的新设计车型大部分都采用了 R1234yf 为制冷工质。在中国，蔚来汽车和沃尔沃汽车成为首批使用 R1234yf 制冷剂的汽车企业，由此可见 R1234yf 的商业普及性上具有很好的优势。

参考文献:

- [24]张剑波, 卢兰光, 李哲. 车用动力电池系统的关键技术与学科前沿[J]. 汽车安全与节能学报,2012, 3(02) : 87–104.
- [31]邹慧明, 唐坐航, 杨天阳, 等. 电动汽车热管理技术研究进展[J]. 制冷学报,2022, 43(03) : 15-27+56.
- [49]LEE Y. A brief performance comparison of R1234yf and R134a in a bench tester for automobile applications [J]. Applied Thermal Engineering, 2012 : 3.
- [52]刘雨声;李万勇;施骏业;陈江平; R1234yf 热泵技术综述与潜力分析[J]. 制冷学报,2020, (01 vo 41) : 10–19.
- [53]WANG C-C. System performance of R-1234yf refrigerant in air-conditioning and heat pump system – An overview of current status [J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 73(2) : 1412–1420.
- [54]LORENTZEN G. The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament [J]. International Journal of Refrigeration, 1995, 18(3) : 190–197.
- [57]KONG X, ZHANG M, YANG Y, et al. Comparative experimental analysis of direct-expansion solar-assisted heat pump water heaters using R134a and R290 [J]. Solar Energy, 2020, 203 : 187–196.
- [63]WU J, ZHOU G, WANG M. A comprehensive assessment of refrigerants for cabin heating and cooling on electric vehicles [J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 174 : 115258.
- [64]LIU C, ZHANG Y, GAO T, et al. Performance evaluation of propane heat pump system for electric vehicle in cold climate [J]. International Journal of Refrigeration, 2018, 95 : 51–60.
- [65]POONGAVANAM G, SIVALINGAM V, PRABAKARAN R, et al. Selection of the best refrigerant for replacing R134a in automobile air conditioning system using different MCDM methods: A comparative study [J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2021, 27 : 101344.
- [63]WU J, ZHOU G, WANG M. A comprehensive assessment of refrigerants for cabin

n heating and cooling on electric vehicles [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 174 : 115258.

[64] LIU C, ZHANG Y, GAO T, et al. Performance evaluation of propane heat pump system for electric vehicle in cold climate [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2018, 95 : 51–60.

[65] POONGAVANAM G, SIVALINGAM V, PRABAKARAN R, et al. Selection of the best refrigerant for replacing R134a in automobile air conditioning system using different MCDM methods: A comparative study [J]. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2021, 27 : 101344.

[233] LI W, LIU R, LIU Y, et al. Performance evaluation of R1234yf heat pump system for an electric vehicle in cold climate [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2020, 115 : 117–125.

[234] Study of refrigeration system with HFO-1234yf as a working fluid [J]. *International Journal of Refrigeration*, Elsevier, 2012, 35(6) : 1668–1677.

[235] NAVARRO-ESBRÍ J, MENDOZA-MIRANDA J M, MOTA-BABILONI A, et al. Experimental analysis of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in a vapor compression system [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2013, 36(3) : 870–880.

[236] ZILIO C, BROWN J S, SCHIOCHET G, et al. The refrigerant R1234yf in air conditioning systems [J]. *Energy*, 2011, 36(10) : 6110–6120.

[237] Experimental study on evaporator performance in mobile air conditioning system using HFO-1234yf as working fluid [J]. *Applied Thermal Engineering*, Pergamon, 2013, 53(1) : 124–130.

[238] 李宴辉;熊发成;轩小波;李强; R1234yf 在纯电动汽车空调上的应用实验研究[J]. *制冷与空调*, 2017, (05 vo 17) : 96–100.

[239] ZOU H, HUANG G, SHAO S, et al. Experimental Study on Heating Performance of an R1234yf Heat Pump System for Electric Cars [J]. *Energy Procedia*, 2017, 142 : 1015–1021.

[240] ZHANG Z, LI W, SHI J, et al. A Study on Electric Vehicle Heat Pump System

ms in Cold Climates [J]. *Energies*, 2016, 9(11) : 881.

[241] 刘雨声, 李万勇, 张立. 采用 R1234yf 制冷剂的汽车超低温 中间补气热泵空调性能[J]. *上海交通大学学报*, 2020.

[242] NAVARRO-ESBRÍ J, MOLÉS F, BARRAGÁN-CERVERA Á. Experimental analysis of the internal heat exchanger influence on a vapour compression system performance working with R1234yf as a drop-in replacement for R134a [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2013, 59(1) : 153–161.

[243] 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.

[244] 陈江平穆景阳. 二氧化碳跨临界汽车空调系统开发[J]. *制冷学报*, 2002, (03) : 14–17.

[245] 金纪峰. 采用微通道换热器的二氧化碳汽车空调系统研究[J]. 2011.

[246] WANG D, YU B, SHI J, et al. Experimental and Theoretical Study on the Cooling Performance of a CO₂ Mobile Air Conditioning System [J]. *Energies*, Multidisciplinary Digital Publishing Institute, 2018, 11(8) : 1927.

[247] WANG D, YU B, HU J, et al. Heating performance characteristics of CO₂ heat pump system for electrical vehicle in a cold climate [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2018, 85 : 27–41.

[248] JIANG F, WANG Y, YU B, et al. Effects of various operating conditions on the performance of a CO₂ air conditioning system for trains [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2019, 107 : 105–113.

[249] 刘业凤, 王君如, 钟文轩. 纯电动车用 CO₂ 空调整车热管理系统仿真研究[J]. *农业装备与车辆工程*, 2022, 60(1) : 29–33.

[250] 武悦, 郑铭铸, 杨坚, 等. 电动汽车 CO₂ 热泵系统采暖实验研究及模拟分析[J]. *制冷技术*, 2019, 39(5) : 33–38.

[251] LI J, JIA J, HUANG L, et al. Experimental and numerical study of an integrated fin and micro-channel gas cooler for a CO₂ automotive air-conditioning [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 116 : 636–647.

-
- [252] KIM S C, WON J P, KIM M S. Effects of operating parameters on the performance of a CO₂ air conditioning system for vehicles [J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(11) : 2408–2416.
- [253] LEE M-Y, LEE H-S, WON H-P. Characteristic Evaluation on the Cooling Performance of an Electrical Air Conditioning System Using R744 for a Fuel Cell Electric Vehicle [J]. Energies, Molecular Diversity Preservation International, 2012, 5(5) : 1371–1383.
- [254] DANDONG W, JIANGPING C, BINBIN Y, et al. Technology Development and Performance Improvement of CO₂ Automobile Heat Pump Air-conditioning System [J]. 2018 : 6.
- [255] YIBIAO WANG, JUNQI DONG, SHIWEI JIA, et al. Experimental comparison of R744 and R134a heat pump systems for electric vehicle application [J]. International Journal of Refrigeration, 2021, 121 : 10–22.
- [256] 王丹东, 张科, 俞彬彬, 等. 适用于-20°C环境的 CO₂ 汽车热泵系统的开发及性能测试[J]. 制冷学报, 2018, 39(02) : 14–21.
- [257] CHO H, RYU C, KIM Y. Cooling performance of a variable speed CO₂ cycle with an electronic expansion valve and internal heat exchanger [J]. International Journal of Refrigeration, 2007, 30(4) : 664–671.
- [258] YIYU CHEN, HUIMING ZOU, JUNQI DONG, et al. Experimental investigation on the heating performance of a CO₂ heat pump system with intermediate cooling for electric vehicles [J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 182 : 116039.
- [259] HUIMING ZOU, TIANYANG YANG, MINGSHENG TANG, et al. Ejector optimization and performance analysis of electric vehicle CO₂ heat pump with dual ejectors [J]. Energy, 2022, 239 : 122452.
- [260] 李浩;张振宇;宋霞;陈江平;带喷射器的跨临界 CO₂ 车用空调系统实验研究[J]. 上海交通大学学报, 2021, (02 vo 55) : 179–187.
- [261] 张振宇;王丹东;陈江平;张秋峰;汪倩倩;周洋;带喷射器的 CO₂ 汽车空调系统性能研究[J]. 制冷技术, 2020, (05 vo 40) : 33–40.
- [262] CICHONG LIU, YUN ZHANG, TIANYUAN GAO, et al. Performance eval

uation of propane heat pump system for electric vehicle in cold climate [J]. International Journal of Refrigeration, 2018, 95 : 51–60.

[263] 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(06) : 40–46.

[264] VAGHELA J K. Comparative Evaluation of an Automobile Air—Conditioning System Using R134a and Its Alternative Refrigerants [J]. Energy Procedia, 2017, 109 : 153–160.

[265] LIU C, WANG D, SUN Z, et al. Effects of charge on the performance of R290 air conditioner with different expansion devices [J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 140 : 498–504.