doi:10.3969/j.issn.1005－0329.2025.02.002

室外蒸发器前加气液分离器对霜层分布和换热量的影响

苗言明[1,2],胡家云[1,2],谭明飞[1,2],夏丁羽[1,2],李　超[3],何其泽[4],王佳韵[1,2],李　康[1,2]
（1.上海理工大学 新能源车辆热管理综合评估实验室,上海 200093;2.上海理工大学 能源与动力工程学院,上海 200093;3.上海勘测设计研究院有限公司,上海 200093;4.应急管理部上海消防研究所,上海 200032）

摘　要:针对目前电动汽车热泵空调系统在低温条件下,室外蒸发器表面普遍容易结霜,进而影响换热效率、系统性能及续航里程等一系列问题,研究发现,由于蒸发器中制冷剂两相的热交换能力不同,导致结霜现象不均匀,进而对系统性能产生负面影响。为此,本文提出在室外蒸发器前添加气液分离器的方案,通过调节气相旁通阀的开度来优化蒸发压力,改善蒸发器和系统的整体性能。通过对比气相旁通阀最佳开度和0开度条件下,在不同环境温度(–5,0,5 ℃)、蒸发压力(0.199,0.242,0.291 MPa)、压缩机转速(2 000,3 000,4 000 r/min)时,系统换热效率、*COP*、蒸发器出口温度的变化趋势,结果表明,添加气液分离器后,换热效率最高提升6.9%,*COP*最高提升7.4%,蒸发器出口空气温度提升了3.6%~11.2%。这一改进设计能够有效缓解低温条件下的结霜问题,提升系统性能。

关键词:电动汽车;气液分离器;热泵系统;热泵性能
中图分类号:TU83　　**文献标志码:**A

A study on heat distribution and frost formation of an outdoor evaporator with optimized gas–liquid separator added in heat pump air conditioning system for electric vehicle

MIAO Yanming[1,2], HU Jiayun[1,2], TAN Mingfei[1,2], XIA Dingyu[1,2], LI Chao[3], HE Qize[4], WANG Jiayun[1,2], LI Kang[1,2]
(1.Integrated New Energy Vehicle Thermal Management Evaluation in Shanghai Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China; 2.School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China; 3. Shanghai Investigation Design & Research Institute Co., Ltd., Shanghai 200093, China; 4. Shanghai Fire Research Institute Ministry of Emergency Management, Shanghai 200032, China)

Abstract: In responese to the current low temperature conditions of electric rehicle heat pump air conditioning systems, the surface of the outdoor evaporator is prone to frosting, which in turn affects the heat transfer efficiency, system performance, and driving range. Existing research has found that due to the different heat exchange capabilities of the two phases of the refrigerant in the evaporator, the frosting phenomenon is uneven, thus having a negative impact on the system performance. To address this issue, this paper proposes a solution of adding a gas–liquid separator in front of the outdoor evaporator. By adjusting the opening degree of the gas–phase bypass valve, the evaporation pressure can be optimized, and the overall performance of the evaporator and the system can be improved. By comparing the specific variation trends of the system′s heat transfer efficiency, coefficient of performance (*COP*), and the outlet temperature of the evaporator under the conditions of the optimal opening degree of the gas–phase bypass valve and zero opening degree, at different ambienttemperatures (–5, 0, 5 ℃), evaporation pressures (0.199, 0.242, 0.291 MPa), and compressor speeds (2 000, 3 000, 4 000 r/min), the experimental results show that after adding the gas–liquid separator, the heat transfer efficiency is increased by up to 6.9%, the *COP* is increased by up to 7.4%, and the outlet air temperature of the evaporator is increased by 3.6% ~ 11.2%. This improved design can effectively alleviate the frosting problem under low–temperature conditions and enhance the system performance.

Key words: electric vehicle; gas–liquid separator; heat pump system; heat pump performance

收稿日期: 2024－03－21　**修回日期:** 2024－12－20
基金项目: 国家自然科学基金面上项目(52376203)

0 引言

随着全球温室效应日益加剧[1-2]，汽车行业正在加速向电气化和智能化转变。电动汽车以低能耗和零排放的特点正在取代燃油汽车成为主要的交通方式[3]，尤其是在人口密度高的地区[4]。电动汽车在全球范围内日益受到欢迎[5]，但阻碍其广泛应用的一个主要原因是冬季行驶里程有限[6-7]。空调系统占据了总能耗的 30% 以上[8]，这使得研究电动汽车为乘客车厢内提供足够的热舒适度和更长的续航里程变得十分重要[9]。

提升电动汽车热泵空调系统的运行稳定性和高效性的关键是提高系统核心部件的性能[10]。MOROSUK 等[11]和 VOLOSHCHUK 等[12]利用数值模拟结合试验的研究方法对热泵系统进行了㶲分析，结果表明，系统中可降低的㶲损 63% 来自蒸发器，20% 来自冷凝器，17% 来自其他部件，其中，蒸发器中的㶲损失较大，因此，提升蒸发器的能力是提高整个热泵系统性能的核心要素。盛伟等[13]通过试验对结霜工况下微通道蒸发器内部制冷剂分布情况进行分析，研究发现，蒸发器表面霜层厚度的增加，引起微通道蒸发器内制冷剂过热面积减小，系统换热量降低 2.34%。BOWERS 等[14]以蒸发器为研究对象，提出了基于蒸发器表面温度计算其内部气液两相区面积占比的分析方法，并通过计算结果来分析制冷剂流量的分布均匀性。LI 等[15]基于 R134a 制冷系统，分析冷凝器两相制冷剂分离对系统性能的影响，与常规制冷系统相比，冷凝器内两相制冷剂分离使得制冷系统的 *COP* 提高了 6.6%。TUO 等[16-17]设计并搭建了带气相制冷剂旁通支路的热泵空调系统，对比气相制冷剂旁通前、后系统性能发现，在相同压缩机转速条件下，气相制冷剂旁通后系统制冷量和 *COP* 分别提升了 13%~18% 和 4%~7%。胡文举等[18]对带低压储液器的热泵空调系统室外换热器表面霜层分布特性展开研究，结果表明，热泵空调系统运行过程中，增设低压储液器有利于提高蒸发器内部制冷剂和表面霜层分布的均匀性，使得热泵系统平均制热量提高了 27.2%，*COP* 提高了 34.8%。

上述研究大多提到，换热器内制冷剂气液两相分布不均严重影响换热效率，但这些结论多基于数值仿真模拟，缺乏真实试验数据的支持[19-21]。本文创新性地提出在室外蒸发器前安装气液分离器，以解决换热器内气液两相分布不均的问题。为此，设计并搭建了完整的试验台，通过在室外蒸发器前添加气液分离器来改善室外蒸发器的换热性能和系统性能，并探究热泵空调系统中室外蒸发器的结霜形成过程和热量分布。此外，还研究并比较了添加气液分离装置对室外蒸发器热交换过程及系统容量和效率的影响。

1 试验装置

设计并搭建了室外蒸发器前加气液分离器的热泵空调系统，汽车热泵系统原理如图 1 所示。

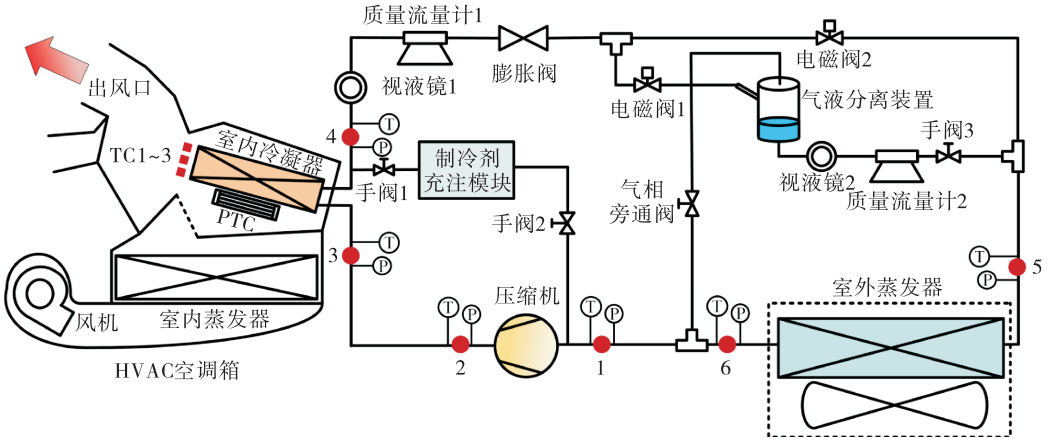


图 1 汽车热泵系统原理

Fig.1 Schematic diagram of automobile heat pump system

该电动汽车热泵空调系统由电动涡旋压缩机、室外热交换器、室内冷凝器、电子膨胀阀和电磁阀等部件组成。这些组件通过管道连接，并配有质量流量计和温度计等测量设备。本研究主要是通过调节气液分离器气相分支旁通阀的开度，研究气液分离器对蒸发压力的影响，并进一步探

究蒸发压力对温度分布、霜层分布及系统性能的影响。

热泵空调系统使用 R134a 作为制冷剂，蒸发器和冷凝器均使用微通道热交换器，以提高传热效率。试验所采用的气液分离装置由低压储液罐改装，气液分离装置主要包括气液分离器、气相旁通阀和视液镜。通过控制气相旁通阀的开度控制系统模式，当开度为 0 时，制冷剂不经过气液分离器即为常规模式（Common Heat Pump，CHP）；当开度不为 0 时，制冷剂经过气液分离器即为气液分离模式（Separation Heat Pump，SHP）。两种模式下系统压焓图对比情况如图 2 所示。

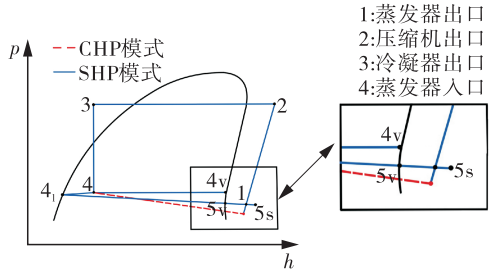


图 2 两种模式系统压焓图对比

Fig.2 Comparison of pressure-enthalpy diagrams for two system modes

膨胀阀出口（状态点 4）的制冷剂为节流减压后的两相状态，常规模式下，两相制冷剂直接进入蒸发器蒸发吸热成低压气相制冷剂进入压缩机入口（状态点 1）。气液分离模式下，膨胀阀出口的两相制冷剂先流经气液分离器，分离为液相制冷剂（状态点 4_l）和气相制冷剂（状态点 4_v），液相制冷剂（状态点 4_l）进入蒸发器换热后为过热状态（状态点 5_s）。由于液相制冷剂流经蒸发器进行相变吸热，该过程存在一定压降，而气相制冷剂在旁通支路管道中的压降较小，使得旁通支路出口的气相制冷剂压力（P_{4v}）会略高于蒸发器出口的制冷剂压力（P_{5s}）。为了维持系统正常运行，需要调节气相旁通阀开度进行适当节流，以降低气相制冷剂压力至 P_{5v}，随后两路制冷剂在蒸发器出口汇合进入压缩机开始下一次循环。

2 参数设置及数据处理过程

分离式热泵空调系统的试验台在 CHP 和 SHP 两种模式下运行。试验中，采用环境温度和压缩机转速作为变量并研究其影响。采用全新风模式，保持室内、外环境温度和湿度一致。具体试验条件见表 1。

表 1 试验工作条件

Tab.1 Experimental working conditions

环境参数	压缩机转速 /（r·min^{-1}）	温度 /℃
湿度 85%~95%，室内风量 400 m^3/h，室外风量 1 400 m^3/h	2 000	−5，0，5
	3 000	−5，0，5
	4 000	−5，0，5

2.1 表面温度分布不均匀度

换热器表面的网格划分如图 3 所示，水平集热管为 x 轴，扁平管方向为 y 轴。沿 x 轴方向，流程一分为 6 列，流程二分为 8 列。沿 y 轴方向，热交换器表面平均分为 6 行。通过将红外热像仪的表面温度分布图与辅助软件相结合，读取每个网格的温度。

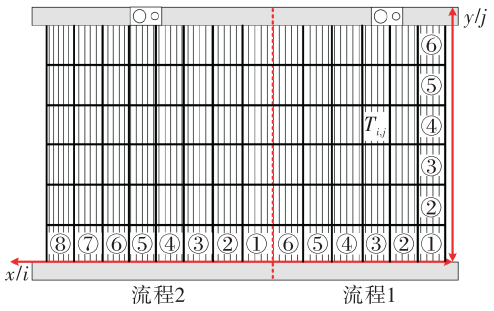


图 3 换热器表面网格划分

Fig.3 Meshing of heat exchanger surface temperature

为了评估不同试验条件下热交换器表面温度分布的均匀性，采用垂直于制冷剂流动相的温度值的平均标准偏差。用这个值来表征温度均匀程度。具体计算公式如下：

$$S_j = \left[\frac{1}{x} \sum_{i=1}^{x} \left(T_{i,j} - T_{j,avg} \right)^2 \right]^{1/2} \tag{1}$$

$$S = \frac{1}{y} \sum_{j=1}^{y} S_j \tag{2}$$

式中，$T_{i,j}$ 为第 i 列第 j 行的温度值，℃；$T_{j,avg}$ 为第 j 行温度测点的平均值，℃；S_j 为第 j 行的温度分布标准偏差。

2.2 表面结霜面积占比

在结霜过程中，使用红外热像仪和照相机记录微通道换热器表面结霜现象，并将换热器表面结霜面积与换热器总面积进行比较，得出换热器表面结霜面积百分比 FAR（Frost Area Ratio）。具体计算公式如下：

$$FAR = A_f / A_a \times 100\% \quad (3)$$

式中，A_f 为结霜面积，m^2；A_a 为换热器迎风侧总面积，m^2。

根据结霜面积百分比 *FAR*，利用 Image J 软件的图像处理原理确定换热器表面的结霜面积。霜分布的量化处理过程可通过以下 4 个步骤进行描述。（1）使用高清相机记录霜层的结霜过程，确保能够捕捉到霜层形成的细节；（2）对拍摄的图片进行灰度处理，将原始彩色图像转换为灰度图像，以便后续分析；（3）对灰度图像进行二值化处理，即设定一个灰度临界值，高于临界值的部分被设定为白色，低于临界值的部分被设定为黑色，在此步骤中，白色区域被认为是不结霜的区域，黑色区域则被认为是结霜的区域；（4）计算图像中黑白像素的占比，其中，黑色像素的比例即为霜层的面积占比。这 4 个步骤即构成了霜层分布量化的 *FAR* 处理过程。

2.3 不确定度分析

试验数据处理中涉及两类物理量：直接测量的物理量和间接测量的物理量。直接测量的物理量包括压力、温度、相对湿度、进气量和质量流量。采用 MOFFAT 等[22]提出的不确定度传递方法，分析稳定系统条件下参数的不确定度。测量不确定度如表 2 所示。

表 2 测量物理量相对不确定度

Tab.2 Relative uncertainty of measured physical quantities

类别	测量参数	标准不确定度
直接测量物理量	制冷剂侧温度 T_{ref}/℃	±0.1
	制冷剂侧压力 P_{ref}/ MPa	±0.004 6
	制冷剂质量流量 m_{ref}/（kg·h^{-1}）	±0.002 3
	空气侧温度 T_{air}/℃	±0.1
	红外热像仪温度 T_{IR}/℃	±0.1
	相对湿度 *RH*	±0.5%
间接测量物理量	压缩机功率 P_{comp}/kW	2.8%
	制冷剂侧换热量 Q_{ref}/kW	3.2%
	系统 *COP*	3.6%

3 试验研究及结果分析

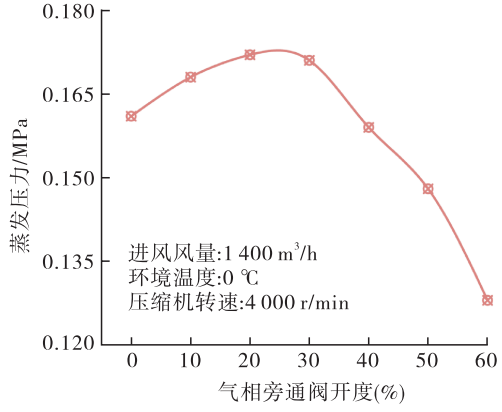
3.1 室外换热器特性

蒸发压力是表征热交换器传热性能的一个重要指标。对 CHP 模式和 SHP 模式下的蒸发压力进行比较，以确定添加气液分离器对蒸发压力的影响。

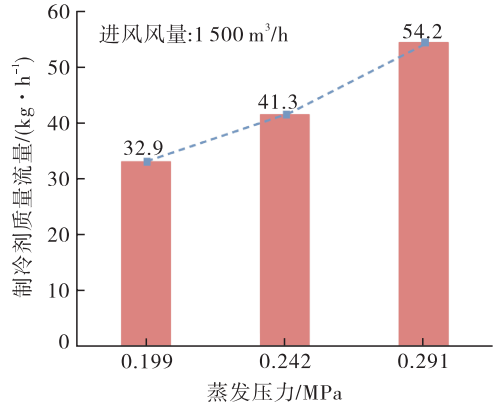
3.1.1 气相旁通阀开度

气液分离器气相旁通阀的开度会影响气相旁通支路的制冷剂质量流量和系统运行，应适当调整开口尺寸以保持适当的流动阻力。

系统蒸发压力随气相旁通阀开度的变化趋势如图 4（a）所示，旁通阀开度范围选择在 0~60% 之间。旁通阀开度为 0~33% 时，系统的蒸发压力高于基准压力。旁通阀开度在 20%~30% 之间时，对改善系统蒸发压力的效果最好，最高可改善 6.4%。将旁通阀的开度增加到 30% 时，会导致蒸发压力下降。当旁通阀的开度达到 60% 时，蒸发压力比参考压力降低了 20.5%。



（a）压力调节



（b）质量流量

图 4 蒸发压力调节及其对质量流量的影响

Fig.4 Evaporating pressure regulation and impact on mass flow rate

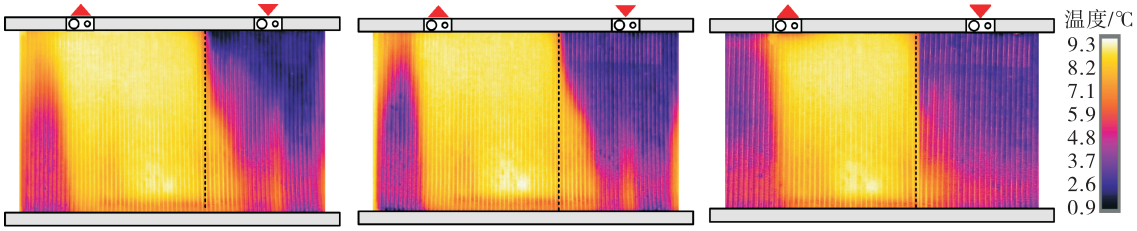
3.1.2 蒸发压力

气相制冷剂旁通阀的开启会影响蒸发压力，进而影响蒸发器的热交换性能。选取 3 种不同蒸发压力（0.199，0.242，0.291 MPa），研究其对蒸发器热交换过程中制冷剂质量流量、表面温度分布、表面霜层分布及热交换能力的影响。

图 4（b）示出制冷剂质量流量与蒸发压力之间的关系。当蒸发压力从 0.291 MPa 降至 0.199 MPa 时，系统中制冷剂的质量流量从 54.2 m^3/h 降至

32.9 m^3/h，降幅为 39.3%。蒸发压力的降低导致制冷剂的比容增加。引起系统中循环制冷剂的质量流量下降，最终导致热交换能力下降。

不同蒸发压力下蒸发器表面温度分布如图 5 所示。当入口风量为 1 500 m^3/h 时，随着蒸发压力的降低，流程一表面温度较低的区域（深色部分）逐渐减小，流程二左侧表面温度相对较高的区域（浅色部分）逐渐增大。

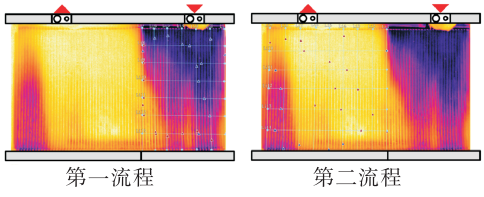


（a）0.199 MPa （b）0.242 MPa （c）0.291 MPa

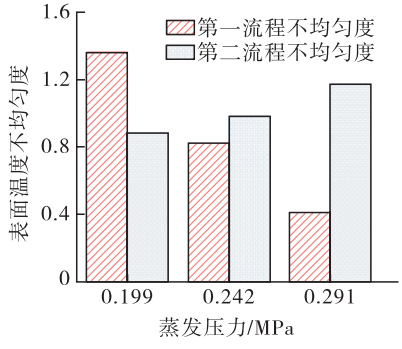
图 5 蒸发器表面温度分布

Fig.5 Distribution of evaporator surface temperatures

为了研究蒸发器表面温度的不均匀性，以中间蒸发压力 0.242 MPa 为例进行分析。蒸发器表面网格如图 6（a）所示。表面温度分布不均匀度 S 可通过式（1）和式（2）计算得出。S 值越大，表明蒸发器内两相制冷剂的分布越不均匀。



（a）换热器网格划分



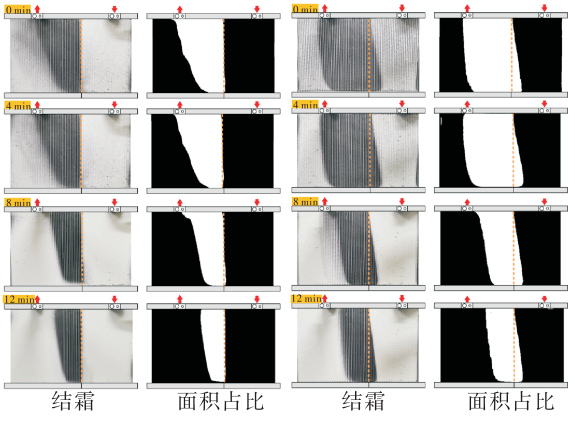
（b）表面温度不均匀度

图 6 蒸发器表面温度的分布和变化

Fig.6 Distribution and variations of surface temperature

蒸发压力与蒸发器表面温度不均匀度变化之间的关系如图 6（b）所示。蒸发器第一流程表面温度不均匀度随着蒸发压力的降低而增加。表面温度不均匀度从 0.41 上升至 1.36，上升了 69.9%。蒸发器第二流程表面温度不均匀度随着蒸发压力的降低而减小。表面温度不均匀度从 1.17 降至 0.88，降幅为 24.7%。降低蒸发器的蒸发压力会导致表面温度分布不均匀，这反映了气液两相制冷剂在蒸发器内部分布不均匀。

图 7 示出环境温度 0 ℃，进风风量 1 400 m^3/h，压缩机转速 4 000 r/min 时，CHP 模式和 SHP 模式下室外换热器表面霜层的分布情况。从室外热交换器第一流程完全结霜开始，每隔 4 min 记录一次表面结霜的生长情况和分布特征，持续 12 min。使用 Image J 软件对结霜图进行处理，以获得结霜面积占比。在 SHP 模式下，室外热交换器的制冷剂入口被气液分离装置分离为两相，因此，第一流程的表面温度和霜层分布较为均匀。第二流程表面的霜层在热交换器的生长扩散方向大致为“三角生长”趋势，在 CHP 模式下，霜层主要从区域的左侧向右侧生长。总体来看，与 CHP 模式相比，SHP 模式下的表面结霜面积更大。



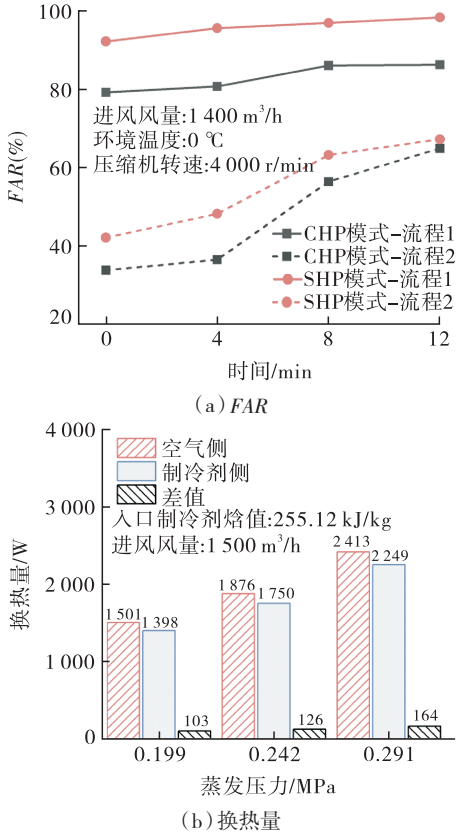
（a）SHP 模式 （b）CHP 模式

图 7 CHP 模式和 SHP 模式下霜层分布情况对比

Fig.7 Comparison of frost distribution in CHP mode and SHP mode

两种模式下室外换热器的表面结霜面积比（FAR）随时间变化的趋势如图 8（a）所示。流程 2 的表面 FAR 增长趋势更加明显。在 SHP 模式下，

换热器流程 1 和流程 2 的表面 *FAR* 要大于 CHP 模式下的表面 *FAR*。



(a) *FAR*

(b) 换热量

图 8　结霜面积和换热量随蒸发压力的变化

Fig.8　Variation of frosted area and heat exchange with the evaporating pressure

图 8(b) 示出不同蒸发压力下空气侧和制冷剂侧热交换的计算结果。空气侧和制冷剂侧热交换量的最大差异为 164 W，相对误差为 6.7%。随着蒸发压力的降低，热交换量逐渐减少。当气液两相在热交换器中的分布更加均匀时，结霜面积会显著增加，结霜层也会变薄。一方面，气液两相均匀分布为水蒸气凝结提供了更大的表面积，从而大大增加了结霜面积；另一方面，气液两相均匀分布可以优化传热和传质，会提高结霜温度，减缓结霜增厚速度。

3.1.3　换热器入口和出口之间的压降

热交换器进、出口的压降 ΔPe 是影响其热传导效率的关键参数之一。表 3 列出两种模式下 ΔPe 和蒸发器的出口压力 P_{eo} 随环境温度和压缩机转速的数值变化。ΔPe 随着环境温度的降低和压缩机转速的增加而逐渐增大，P_{eo} 随着环境温度的降低和压缩机转速的增加而逐渐降低。同时，随着环境温度的降低，系统的蒸发温度也会降低。这是因为，压缩机转速的增加会导致压缩机压比增加和蒸发温度的降低，从而导致 ΔPe 的增加和 P_{eo} 的降低。此外，压缩机转速每增加 1 000 r/min，SHP 模式下的 P_{eo} 分别比 CHP 模式增加 4.3%，6.3% 和 8.2%。这表明气液分离装置对两相制冷剂的分离作用可以提高系统的蒸发压力。

表 3　2 种模式下 ΔPe 和 P_{eo} 随环境温度和压缩机转速的数值变化

Tab.3　Variation of ΔPe and P_{eo} with different ambient temperature and compressor speed under two modes

压缩机转速 /(r·min^{-1})	环境温度 /℃	蒸发器进、出口压降 ΔPe/kPa		蒸发器出口压力 P_{eo}/kPa	
		CHP 模式	SHP 模式	CHP 模式	SHP 模式
2 000	−5	41.3	25.4	161.8	167.8
	0	33.5	22.6	202.3	211.7
	5	29.8	19.8	237.7	247.4
3 000	−5	51.2	33.3	133.5	142.6
	0	42.6	28.3	179.4	191.5
	5	39.7	23.2	211.2	225.8
4 000	−5	65.8	42.5	106.8	119.2
	0	58.3	39.6	158.6	172.9
	5	49.8	42.8	185.4	201.4

3.2　系统性能影响

热泵空调系统的最主要评价指标是制热量和能效比 *COP*，为了更直观地反映系统性能的提升程度，对空调箱出风口温度进行对比分析。

3.2.1　系统换热量

气液分离前、后系统制热量的变化情况如图 9 所示。压缩机转速不变的情况下，两相制冷剂分离前、后对应的系统制热量均随环境温度降低而逐渐减小。相比于 CHP 模式，SHP 模式的制热量在 5，0，−5 ℃这 3 个环境温度时分别提升了 5.9%，6.9%，8.1%，提升幅度随环境温度的降低而增大。因此，在低环境温度情况下，换热器换热及系统性能被提升优化的潜力越大，提升换热效率的效果更显著。

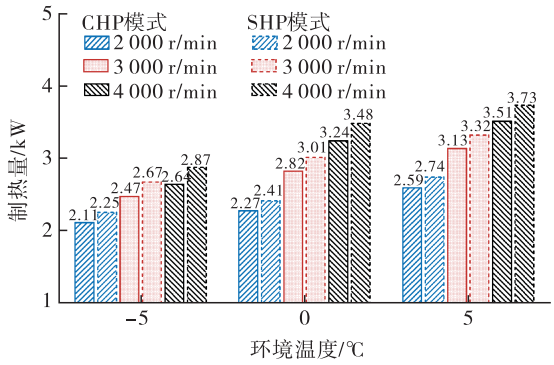


图 9 气液分离前、后系统制热量的变化情况

Fig.9 Variation of system heating capacity before and after gas-liquid separation

当环境温度不变时，随着压缩机转速提高，两相制冷剂分离前、后两种系统模式对应的制热量均呈现增大趋势。0 ℃环境温度下，当压缩机转速从 2 000 r/min 增加至 4 000 r/min 时，CHP 模式对应的系统制热量增加了 29.9%，SHP 模式对应的系统制热量增加了 30.7%。压缩机转速每增加 1 000 r/min 时，SHP 模式下的系统制热量比 CHP 模式分别提高了 5.8%，6.3% 和 6.9%，系统制热量提升幅度随着压缩机转速增加存在小幅度提升。

3.2.2 *COP*

图 10 示出在不同环境温度和压缩机转速下分离两相制冷剂前、后的 *COP* 变化趋势。

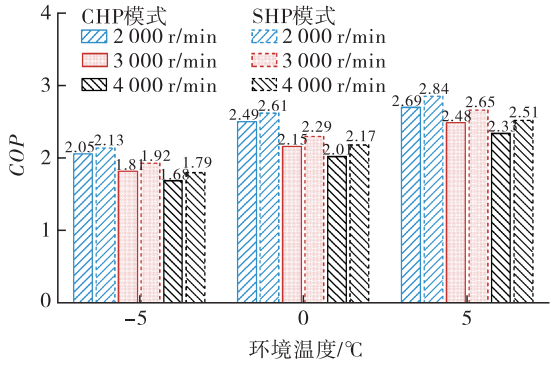


图 10 气液分离前、后 *COP* 的变化情况

Fig.10 Variation of system *COP* before and after gas-liquid separation

如图所示，CHP 和 SHP 两种模式对应的系统能效比 *COP* 的变化规律保持一致，随环境温度及压缩机转速增大分别呈现增大和减小的趋势。以环境温度为 0 ℃为例，压缩机转速从 2 000 r/min 增加至 4 000 r/min 的过程中，CHP 模式和 SHP 模式下系统 *COP* 分别降低了 19.3% 和 16.9%。这主要是因为压缩机转速增大导致功耗增大。同时，SHP 模式下系统 *COP* 均高于 CHP 模式，压缩机转速每增加 1 000 r/min，系统 *COP* 分别提高了 4.6%，6.1% 和 7.4%。综合而言，热泵空调系统性能在低环境温度和高压缩机转速条件下的提升效果更显著。

3.2.3 空调箱出口温度

空调箱出风温度随环境温度的变化情况如图 11（a）所示，压缩机转速为 4 000 r/min 时，随着环境温度降低，两种模式对应的系统空调箱出风温度呈下降的趋势。与 CHP 模式相比，SHP 模式的空调箱出风温度提高了 3.6%~8.0%，且随着环境温度的降低，增幅增大。图 11（b）示出了空调箱出风温度随压缩机转速的变化，当环境温度为 0 ℃时，随着压缩机转速增加，两种模式对应的空调箱出风温度呈上升趋势。与 CHP 模式相比，SHP 模式的空调箱出风温度增幅增加了 8.6%~11.2%，且随着压缩机转速的增加，增幅增大。这表明，在压缩机转速较高时，气液分离装置的分离效果对改善系统性能更为有效。

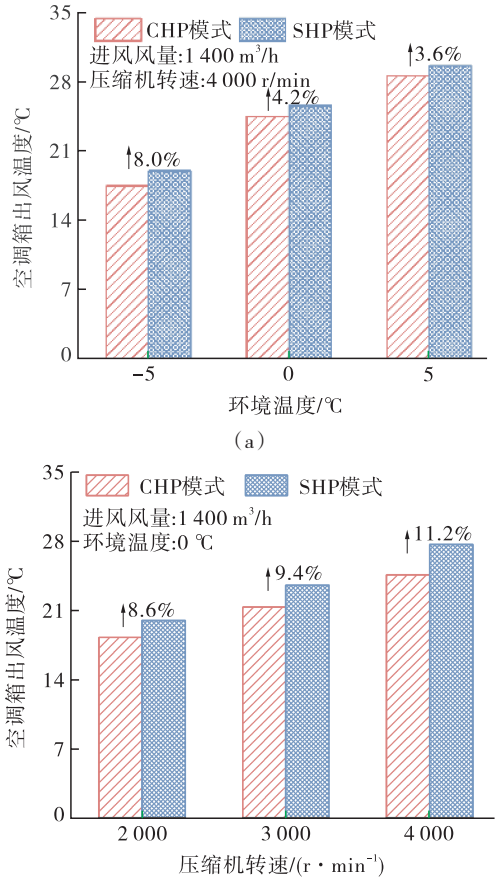


图 11 空调箱出风温度随环境温度和压缩机转速的变化

Fig.11 Variation of outlet air temperature with temperature and compressor speed

4 结论

（1）在室外蒸发器前加装气液分离器后，蒸发压力会随着气相旁通阀开度的增大而先增大后减小。气相旁通阀开度为 20%~30% 时，蒸发压力最高，质量流量也最高。在该工况下，热交换器的热量分布、温度均衡及霜层分布都将得到优化。

（2）在室外蒸发器前增加气液分离器后，系统在低温环境下的性能也会提高，其中，制热量提高 6.9%，*COP* 提高 7.4%。在压缩机转速不变的情况下，当环境温度降低时，出口空气温度将上升 3.6%~8.0%。在环境温度稳定的情况下，出口空气温度会上升 8.6%~11.2%。

参考文献：

[1] 周国梁，吴靖，王明玉 . 电动汽车热泵系统串并联余热回收试验研究 [J]. 流体机械，2021，49（5）：91 – 96.
ZHOU G L，WU J，WANG M Y，et al. Experimental study of series and parallel waste heat recovery modes for electric vehicle heat pump system [J]. Fluid Machinery，2021，49（5）：91 – 96.

[2] GHAEMINEZHAD N，WANG Z S，OUYANG Q，et al.A review on lithium–ion battery thermal management system techniques：A control–oriented analysis [J]. Applied Thermal Engineering，2023，219（Part B）：119497.

[3] LEE W J，LEE H，JEONG J H.Numerical evaluation of the range of performance deterioration in a multi–port mini–channel heat exchanger due to refrigerant mal–distribution in the header [J]. Applied Thermal Engineering，2021，185：116429.

[4] FARIA M V，DUARTE G O，BAPTISTA P C，et al. Scenario–based analysis of traffic–related PM2.5 concentration：Lisbon case study [J]. Environmental Science Pollution Research，2017，24（13）：12026 – 12037.

[5] ASSIS R F D，GUERRINI F M，SANTA–EULALIA L A，et al.An agent–based model for regional market penetration of electric vehicles in Brazil [J]. Journal of Cleaner Production，2023，421：138477.

[6] 曹健，苏林，张辛辛，等 . 电动汽车热泵两对腔涡旋压缩机补气特性研究 [J]. 流体机械，2021，49（11）：18 – 24.
CAO J，SU L，ZHANG X X，et al.Study on the characteristics of vapor injection of two–pair–chamber scroll compressor for electric vehicle heat pump system [J]. Fluid Machinery，2021，49（11）：18 – 24.

[7] MA J，SUN Y，ZHANG S，et al.Experimental study on the performance of vehicle integrated thermal management system for pure electric vehicles [J]. Energy Conversion and Management，2022，253：115183.

[8] BELLOCCHI S，GUIZZI G，MANNO M，et al. Reversible heat pump HVAC system with regenerative heat exchanger for electric vehicles：Analysis of its impact on driving range [J]. Applied Thermal Engineering，2018，129：290 – 305.

[9] QI Z G.Advances on air conditioning and heat pump system in electric vehicles–A review [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews，2014，38：754 – 764.

[10] 蒋亚东 . 电动汽车热泵空调系统现状及发展趋势 [J]. 制冷，2021，40（3）：40 – 44.
JIANG Y D.Status of electric vehicle heat pump air–conditioning system and development trend [J]. Refrigeration，2021，40（3）：40 – 44.

[11] MOROSUK T，TSATSARONIS G.Advanced exergetic evaluation of refrigeration machines using different working fluids [J]. Energy，2009，34（12）：2248 – 2258.

[12] VOLOSHCHUK V，GULLO P，SEREDA V.Advanced exergy–based performance enhancement of heat pump space heating system [J]. Energy，2020，205：117953.

[13] 盛伟，兰庆云，裴阳，等 . 结霜工况下微通道蒸发器制冷剂分布特性 [J]. 制冷学报，2019（2）：43 – 49.
SHENG W，LAN Q Y，PEI Y，et al.Distribution characteristics of refrigerant in micro–channel evaporator under frosting conditions [J]. Journal of Refrigeration，2019（2）：43 – 49.

[14] BOWERS C D，WUJEK S S，HRNJAK P S. Quantification of refrigerant distribution and effectiveness in microchannel heat exchangers using infrared thermography [C]//International Refrigeration and Air Conditioning Conference，West Lafayette：Purdue University，2010.

[15] LI Y，HRNJAK P.Control of flash gas bypass MAC system with emphasis on start–ups and transients [J]. International Journal of Refrigeration，2017，84：1 – 12.

[16] TUO H，HRNJAK P.Flash gas bypass in mobile air conditioning system with R134a [J]. International Journal of Refrigeration，2012，35（7）：1869 – 1877.

[17] TUO H，HRNJAK P.Enhancement of vapor–liquid separation in vertical impact T–junctions for vapor compression systems with flash gas bypass [J]. International Journal of Refrigeration，2014，40：43 – 50.

（下转第 57 页）

[J].Fluid Machinery,2017,45(6):1 – 5.
[15] 褚佳,潘烨,朱俏俏,等 . 大流量高压射流粉碎设备的仿真与试验研究[J]. 包装与食品机械,2023,41(3):25 – 31.
CHU J,PAN Y,ZHU Q Q,et al.Simulation and experimental study of large flow high pressure jet mill [J].Packaging and Food Machinery,2023,41(3):25 – 31.
[16] 杨顺银,李林锋,陈先培 . 混装不同叶轮的多级离心泵驼峰性能研究[J]. 流体机械,2024,52(2):100 – 104.
YANG S Y,LI L F,CHEN X P. Study on hump performance of multistage centrifugal pump mixed with different impellers[J].Fluid Machinery,2024,52(2):100 – 104.
[17] 张永学,冀凯卓,何涛,等 . 空化对低比转速离心泵内流声特性的影响研究[J]. 水力发电学报,2021,40(11):59 – 71.
ZHANG Y X,JI K Z,HE T,et al.Investigation on flow and noise characteristies affected by cavitation in low specific speed centrifugal pump[J].Journal of Hydroelectric Engineering,2021,40(11):59 – 71.
[18] 陈奕宇,孙毅,乔凤权,等 . 导叶进口角度对轴流泵水力性能的影响[J]. 排灌机械工程学报,2024,42(11):1104 – 1111.
CHEN Y Y,SUN Y,QIAO F Q,et al.Effect of guide vane inlet angle on hydraulic performance of axial-flow pumps[J].Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering,2024,42(11):1104 – 1111.

作者简介:赵奇峰(2001),男,硕士研究生,研究方向为离心泵性能优化,E – mail:zhaoqifenggg@outlook.com。
通信作者:刘德民(1982),男,博士,正高级工程师,研究方向为流体机械设计制造,通信地址:618000 四川省德阳市旌阳区黄河路 188 号中国东方电机有限公司,E – mail:liudemin@dongfang.com。

本文引用格式:
赵奇峰,刘德民,赵林,等 . 低比转速离心泵临界空化特性研究[J]. 流体机械,2025,53(2):50 – 57.
ZHAO Q F,LIU D M,ZHAO L,et al.Research on characteristics of critical cavitation in low specific speed centrifugal pump[J].Fluid Machinery,2025,53(2):50 – 57.

(上接第 15 页)

[18] 胡文举,葛宇,贾鹏,等 . 微通道蒸发器前气液分离对空气源热泵性能影响的实验研究[J]. 可再生能源,2020,38(10):1326 – 1332.
HU W J,GE Y,JIA P,et al.Experimental study on the effect of gas-liquid separation ahead of microchannel evaporator on the performance air source heat pump [J].Renewable Energy,2020,38(10):1326 – 1332.
[19] 张秀平,刘晓红,周到,等 . 工商制冷空调用换热器技术现状与发展趋势[J]. 流体机械,2024,52(6):67 – 75.
ZHANG X P,LIU X H,ZHOU D,et al.Technical status and development trend of heat exchanger for industrial and commercial refrigeration and air conditioning[J]. Fluid Machinery,2024,52(6):67 – 75.
[20] 仇宝云,方涛,赵文军,等 . 大型泵站主电动机滑动轴承水冷却系统比较[J]. 排灌机械工程学报,2023,41(8):757 – 763.
QIU B Y,FANG T,ZHAO W J,et al.Comparison of water-cooling systems for sliding bearings of main motor in large pumping stations[J].Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering,2023,41(8):757 – 763.
[21] 朱志颖,于洪杰,朱国栋,等 . 管壳式换热器管束有限元模拟合理性研究及失稳分析[J]. 压力容器,2024,41(9):39 – 47.
ZHU Z Y,YU H J,ZHU G D,et al.Study of finite element simulation rationality and buckling analysis of tube bundle in shell-and-tube heat exchangers[J]. Pressure Vessel Technology,2024,41(9):39 – 47.
[22] MOFFAT R J.Describing the uncertainties in experimental results[J].Experimental Thermal and Fluid Science,1988,1(1):3 – 17.

作者简介:苗言明(2002),男,硕士研究生,主要从事电动汽车热管理的研究,E – mail:232230086@st.usst.edu.cn。
通信作者:李康(1989),男,副教授,主要从事汽车热管理系统、热泵空调技术、涡旋式压缩机、储能热管理及安全技术等研究工作,通信地址:200093 上海市杨浦区军工路 516 号上海理工大学能动学院,E – mail:lklk789@usst.edu.cn。

本文引用格式:
苗言明,胡家云,谭明飞,等 . 室外蒸发器前加气液分离器对霜层分布和换热量的影响[J]. 流体机械,2025,53(2):8 – 15.
MIAO Y M,HU J Y,TAN M F,et al.A study on heat distribution and frost formation of an outdoor evaporator with optimized gas-liquid separator added in heat pump air conditioning system for electric vehicle[J].Fluid Machinery,2025,53(2):8 – 15.