

文章编号:0253-4339(XXXX)XX-0001-10

doi: 10.12465/issn.0253-4339.20260809001

电动汽车双蒸发温度热泵空调系统性能研究

于天蝉^{1,2} 刘树荣¹ 石文星¹ 李先庭¹

(1 清华大学建筑技术科学系 北京 100084; 2 中国汽车工程研究院股份有限公司 重庆 401122)

摘要 电动汽车产业的高质量发展对于推动我国能源革命进程、实现“双碳”目标具有重要意义。电动汽车的气候适应性是当前制约其全面推广应用的技术因素之一,针对电动汽车在低温与高温环境中空调能耗高,导致其续航里程显著衰减的问题,本文提出了电动汽车双蒸发温度热泵空调系统,搭建了原理样机与仿真模型,采用实验与仿真相结合的方法研究了该系统的变工况运行特性及其相较于传统电动汽车热泵空调系统的制热/制冷节能效果。研究结果表明:随着双缸压缩机气缸容积比的增大,双蒸发温度热泵空调系统的制热/制冷能效呈现先升高后降低的趋势;在气缸容积比为1.25的设计条件下,双蒸发温度热泵空调系统在-20~0℃低温工况与30~42℃高温工况下的制热/制热能耗分别降低了8.2%~30.2%、16.3%~48.3%。

关键词 电动汽车;双蒸发温度;热泵空调;余热回收;梯级冷却

中图分类号:TB657.2;U469.72

文献标识码:A

Performance of Dual-evaporation Temperature Heat-Pump Air-Conditioning System for Electric Vehicles

Yu Tianchan^{1,2} Liu Shurong¹ Shi Wenxing¹ Li Xianting¹

(1. Department of Building Science, Tsinghua University, Beijing 100084, China; 2. China Automotive Engineering Research Institute Co., Ltd., Chongqing 401122, China)

Abstract The high-quality development of the electric-vehicle industry is critical to promoting China's energy revolution and achieving the goals of carbon peaking and carbon neutrality. Currently, climate adaptability of electric vehicles has become a technical bottleneck that restricts the widespread adoption and application of electric vehicles. To address the high energy consumption of air-conditioning systems for electric vehicles in low- and high-temperature environments, which significantly limits their driving range, this study proposes a dual-evaporation temperature heat-pump air-conditioning system. An experimental prototype and a simulation model of the proposed system are developed. Subsequently, the operating characteristics of the proposed system under variable conditions, as well as its energy-saving effectiveness relative to conventional heat-pump air-conditioning systems for electric vehicles, are experimentally and numerically investigated. The results indicate that energy efficiency of the dual-evaporation temperature heat-pump air-conditioning system initially increases and then decreases as the cylinder volume ratio of the dual-cylinder compressor increases. At a cylinder volume ratio of 1.25, energy-saving effect of the dual-evaporation temperature heat-pump air-conditioning system can reach 8.2%~30.2% at low temperatures ranging from -20℃ to 0℃ and 16.3%~48.3% at high temperatures ranging from 30℃ to 42℃.

Keywords electric vehicle; dual-evaporation temperature; heat-pump air conditioning; waste-heat recovery; graded cooling

新能源汽车是全球汽车产业转型升级、绿色发展的主要方向,也是我国汽车产业高质量发展的战略选择。近年来,在国家的积极支持与大力推动下,我国新能源汽车产业呈高速发展态势。据中国汽车工业协会统计,2025年我国新能源汽车产销量分别达到1 662.6万辆、1 649万辆,连续11年位居全球第一,其中纯电动汽车全年累计产销均超过1 060万辆,占据主要市场份额^[1]。

当前,电动汽车的气候适应性差,在低温与高温

环境中续航里程大幅衰减、造成用户“里程焦虑”的问题,是制约其全面推广应用的重要技术因素^[2]。相关研究表明,空调能耗是导致电动汽车低温/高温续航衰减的重要原因之一^[3]。D. Leighton等^[4]的研究指出,采用PTC(正温度系数, positive temperature coefficient)电加热器的某电动汽车在-7℃、-12℃低温环境中的续航衰减率分别达到52.0%、53.8%。Xu Bin等^[5]通过建立电动汽车能量仿真模型分析了空调能耗对电动汽车续航性能的影响,研究结果表

明,在 35 °C 高温环境中,开启空调制冷后,电动汽车在 UDDS (城市道路循环, urban dynamometer driving schedule) 工况下的能耗率从 0.096 kW·h/km 增至 0.177 kW·h/km,续航里程从 624.4 km 降至 339.6 km。为了降低空调系统运行能耗,热泵技术逐渐在电动汽车中得到广泛应用。Zhang Ziqi 等^[6]的研究指出,与 PTC 电加热器相比,采用热泵空调系统的电动汽车,其制热能耗可降低 41.0%。

图 1 所示为传统三换热器结构的电动汽车热泵空调系统在制热与制冷模式下的运行原理^[7]。制热模式下,系统的舱外换热器作为热泵循环的蒸发器从环境空气中取热,舱内冷凝器作为热泵循环的冷凝器向乘员舱供热。随着环境温度降低,传统空气源热泵的蒸发温度与制冷剂流量将大幅降低,热泵制热量与 COP (性能系数, coefficient of performance) 显著衰减^[8]。为改善热泵的低温适应性,现有研究提出了同时以环境空气与机电控余热作为热源的电动汽车双热源热泵系统^[9-10]。J. H. Ahn 等^[9]的实验结果表明,在 0 °C 环境温度、2.5 kW 余热工况下,与传统单空气源热泵相比,双热源热泵的制热量与 COP 分别提高了 9.3%、31.5%。然而,现有研究提出的双热源热泵由于仅有一个吸气压力,在环境温度较低

而机电控产热量较高的运行工况下,系统的舱外蒸发器与余热回收蒸发器以相同的蒸发温度从不同品位的空气源与余热源中取热,将造成能源品位浪费,限制余热利用效率^[11]。

此外,制冷模式下,传统电动汽车热泵空调系统的舱外换热器作为制冷循环的冷凝器向舱外环境排热,舱内蒸发器作为制冷循环的蒸发器向乘员舱供冷,而舱内冷凝器处于闲置状态,造成换热面积浪费。若在制冷模式下能够将闲置的舱内换热器也作为蒸发器使用,即同时利用 2 个舱内换热器对空气进行冷却除湿,则可有效增大空调系统的蒸发换热面积、提高制冷能效。

针对上述问题,本文基于“品位对口、梯级利用”的科学用能原则,提出一种电动汽车双蒸发温度热泵空调系统,搭建系统原理样机并建立系统性能仿真模型,采用实验研究与仿真分析相结合的方法,研究双蒸发温度热泵空调系统在不同低温与高温工况下的变工况运行特性,分析双缸压缩机的气缸容积比(低压气缸与中压气缸的排量之比)与环境工况对系统制热/制冷性能的影响,并将双蒸发温度热泵空调系统与传统电动汽车热泵空调系统的运行能耗进行对比,从而探明该系统的制热/制冷节能效果。

1 双蒸发温度热泵空调系统工作原理

图 2 所示为电动汽车双蒸发温度热泵空调系统在制热与制冷工况下的运行原理(图中红色、绿色、深蓝色粗线分别代表高压、中压和低压制冷剂,浅蓝色粗线代表冷却液)。系统的核心部件包括双缸压缩机(低压气缸与中压气缸由同一电机驱动,转速相同)、舱内换热器、舱外换热器、板式换热器、电子膨胀阀和三通阀。

如图 2(a)所示,制热工况下系统运行双蒸发温度余热回收模式,双缸压缩机的高压排气经舱内换热器 2 冷凝至过冷态后分别经膨胀阀 3、膨胀阀 2 节流,再分别流经板式换热器与舱外换热器蒸发至过热态,最后经中压气缸、低压气缸压缩,形成双蒸发压力热泵循环。如压焓图(图 2(c))所示,由于 2 个压缩气缸的吸气状态相互独立,板式换热器(中压蒸发器)与舱外换热器(低压蒸发器)以不同的蒸发压力运行,实现了以不同的蒸发温度分别从环境空气与机电控冷却液循环中取热^[12]。如图 2(b)所示,制冷工况下系统运行双蒸发温度梯级冷却模式,双缸压缩机的高压排气经舱外换热器冷凝至过冷态后分别经膨胀阀 1、膨胀阀 2 节流,再分别流经舱内换热器 1 与舱内换热器 2 蒸发至过热态,最后经中压气缸、低

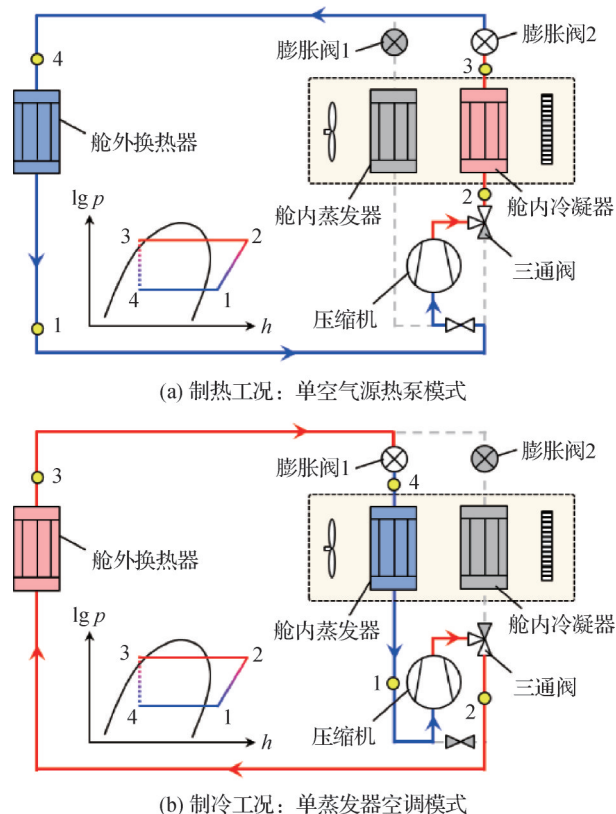


图 1 传统电动汽车热泵空调系统运行原理

Fig.1 Operating principle of traditional heat pump air conditioning system for electric vehicles

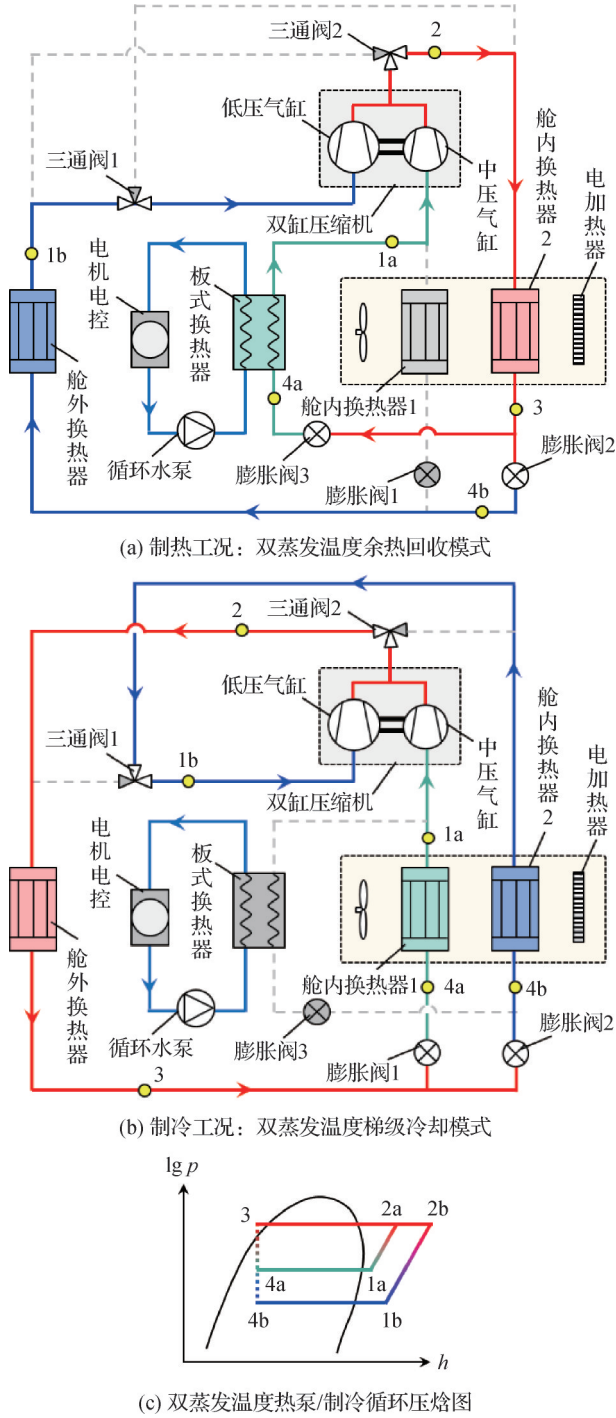


图2 电动汽车双蒸发温度热泵空调系统运行原理

Fig.2 Operating principle of dual-evaporation temperature heat pump air conditioning system for electric vehicles

压气缸压缩,形成双蒸发压力制冷循环。如压焓图(图2(c))所示,舱内换热器1(中压蒸发器)与舱内换热器2(低压蒸发器)以不同的蒸发压力运行,实现了以不同蒸发温度对空气进行梯级冷却。

2 实验研究

2.1 实验样机

为研究电动汽车双蒸发温度热泵空调系统的变

工况运行特性,在空气焓差室中分别搭建了面向制热与制冷工况的双蒸发温度余热回收热泵系统与双蒸发温度梯级冷却空调系统原理样机。由于现有双缸压缩机产品受其固有几何结构限制,难以实现低压气缸与中压气缸容积配比的动态调节,本研究中实验样机采用2台排量相同、能够独立调控转速的变频压缩机,通过调节2台压缩机的运行频率比,以实现不同气缸容积比的类似效果^[13]。

双蒸发温度余热回收热泵系统实验样机如图3所示,双蒸发温度余热回收热泵系统实验样机的舱内冷凝器设置于室内小室,其制冷剂管路上布置有温度传感器、压力传感器及流量传感器,并通过空气温度传感器测量其进出风温度;舱外蒸发器与余热回收蒸发器设置于室外小室,其制冷剂进口管路分别连接低压电子膨胀阀与中压电子膨胀阀(膨胀阀开度根据压缩机吸气过热度进行调节),制冷剂出口管路分别连接低压压缩机与中压压缩机的吸气口;此外,余热回收蒸发器还连接恒温水箱,管路上布置有水温传感器与流量传感器,通过调节恒温水箱出水温度模拟不同余热工况。

双蒸发温度梯级冷却空调系统实验样机如图4所示。双蒸发温度梯级冷却空调系统实验样机的舱内蒸发器1与舱内蒸发器2设置于室内小室,其制冷剂进口管路分别连接中压电子膨胀阀与低压电子膨胀阀,制冷剂出口管路分别连接中压压缩机与低压压缩机的吸气口,管路上布置有温度传感器、压力传感器及流量传感器,同时通过空气温度传感器测量换热器的进出风干湿球温度;舱外冷凝器设置于室外小室,与2台压缩机的排气口相连,其制冷剂进出口管路上均布置有温度传感器与压力传感器。实验系统采用的测量仪表及其不确定度如表1所示。

2.2 数据处理与实验工况

双蒸发温度余热回收热泵系统实验样机的制热量、中压蒸发热量及低压蒸发热量分别采用式(1)~式(3)计算,COP采用式(4)计算。

$$Q_{\text{heat}} = \frac{c_{p,a} \rho_a V_{a,\text{con}} (T_{\text{con,oa}} - T_{\text{con,ia}})}{3600} = m_{r,\text{con}} (h_{\text{con,ir}} - h_{\text{con,or}}) \quad (1)$$

$$Q_{\text{hp, evpM}} = \frac{c_{p,w} \rho_w V_{w,\text{whx}} (T_{\text{whx,iw}} - T_{\text{whx,ow}})}{3600} \quad (2)$$

$$Q_{\text{hp, evpL}} = (m_{r,\text{con}} - \frac{Q_{\text{hp, evpM}}}{h_{\text{whx,or}} - h_{\text{whx,ir}}}) (h_{\text{ohx,or}} - h_{\text{ohx,ir}}) \quad (3)$$

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{heat}}}{P_{\text{comM}} + P_{\text{comL}} + P_{\text{fan}} + P_{\text{pump}}} \quad (4)$$

式中: Q_{heat} 、 $Q_{\text{hp, evpM}}$ 、 $Q_{\text{hp, evpL}}$ 分别为双蒸发温度余热回收

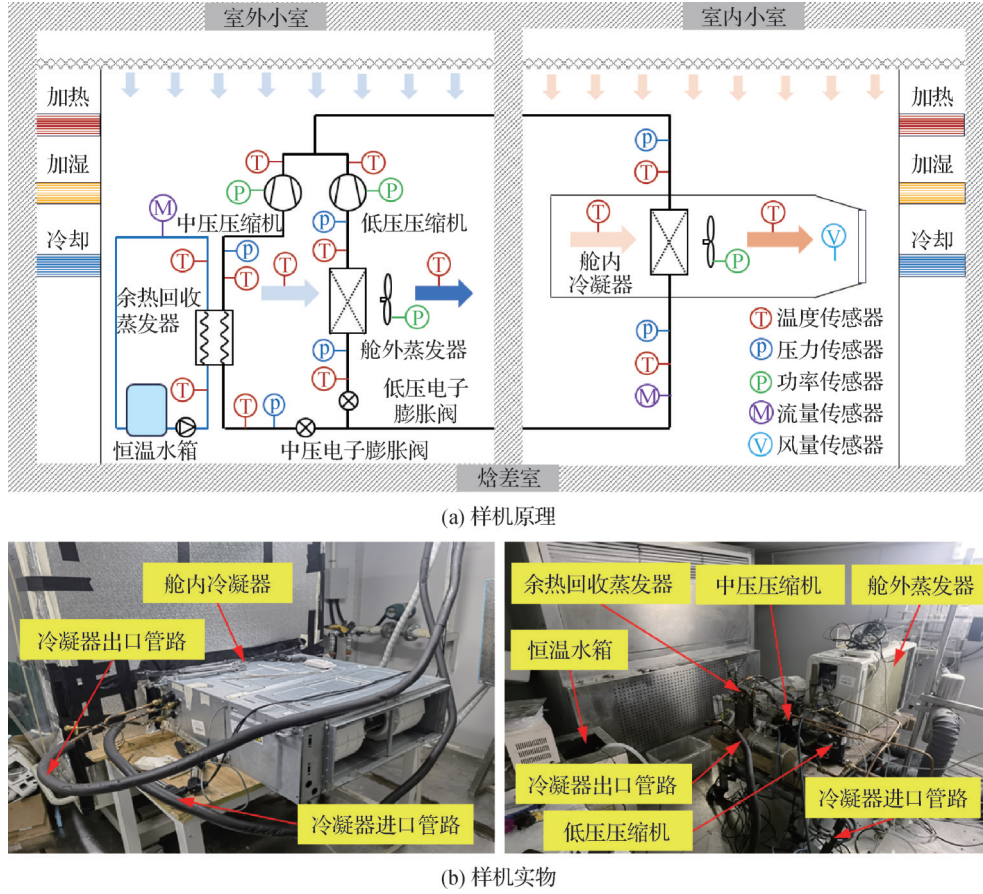


图3 双蒸发温度余热回收热泵系统实验样机

Fig.3 Experimental system of dual-evaporation temperature heat pump with waste heat recovery

热泵系统的制热量、中压蒸发热量、低压蒸发热量, kW; $c_{p,a}$ 、 $c_{p,w}$ 分别为空气与水的比热, kJ/(kg·°C); ρ_a 、 ρ_w 分别为空气与水的密度, kg/m³; $V_{a,con}$ 为舱内冷凝器的风量, m³/h; $V_{w,whx}$ 为余热回收蒸发器的水流量, m³/h; $m_{r,con}$ 为舱内冷凝器的制冷剂质量流量, kg/s; $T_{con,ia}$ 、 $T_{con,oa}$ 分别为舱内冷凝器的进出风温度, °C; $T_{whx,iw}$ 、 $T_{whx,ow}$ 分别为余热回收蒸发器的进、出口水温, °C; $h_{con,ir}$ 、 $h_{con,or}$ 、 $h_{whx,ir}$ 、 $h_{whx,or}$ 、 $h_{ohx,ir}$ 、 $h_{ohx,or}$ 分别为舱内冷凝器、余热回收蒸发器和舱外蒸发器的进、出口制冷剂比焓, kJ/kg; P_{comM} 、 P_{comL} 、 P_{fan} 、 P_{pump} 分别为中压压缩机、低压压缩机、室内外风机及循环水泵的功率, kW。

实验数据的间接测量传递误差采用式(5)计算。误差分析结果表明,系统制热量与COP的最大相对不确定度分别为2.6%、4.4%。此外,根据舱内冷凝器空气侧与制冷剂侧的制热量测试结果进行热平衡校验,实验系统的热平衡误差在±5.2%以内。

$$\frac{\sigma(f)}{f} = \frac{1}{f} \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial y_1} \sigma(y_1)\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial y_2} \sigma(y_2)\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial y_n} \sigma(y_n)\right)^2} \quad (5)$$

式中: σ 为绝对不确定度; y 为直接测量参数; f 为间接测量参数。

双蒸发温度梯级冷却空调系统实验样机的制冷量、中压蒸发热量及低压蒸发热量分别采用式(6)~式(8)计算,EER(能效比,energy efficiency ratio)采用式(9)计算。

$$Q_{cool} = \frac{\rho_a V_{a,ihx} (h_{ihx1,ia} - h_{ihx2,oa})}{3600} \quad (6)$$

$$Q_{ac, evpM} = m_{r, ihx1} (h_{ihx1, or} - h_{ihx1, ir}) \quad (7)$$

$$Q_{ac, evpL} = Q_{cool} - Q_{ac, evpM} = m_{r, ihx2} (h_{ihx2, or} - h_{ihx2, ir}) \quad (8)$$

$$EER = \frac{Q_{cool}}{P_{comM} + P_{comL} + P_{fan}} \quad (9)$$

式中: Q_{cool} 、 $Q_{ac, evpM}$ 、 $Q_{ac, evpL}$ 分别为双蒸发温度梯级冷却空调系统的制冷量、中压蒸发热量、低压蒸发热量, kW; $V_{a,ihx}$ 为舱内蒸发器的风量, m³/h; $m_{r, ihx1}$ 、 $m_{r, ihx2}$ 分别为舱内蒸发器1、舱内蒸发器2的制冷剂质量流量, kg/s; $h_{ihx1, ir}$ 、 $h_{ihx1, or}$ 、 $h_{ihx2, ir}$ 、 $h_{ihx2, or}$ 分别为舱内蒸发器1、舱内蒸发器2的进、出口制冷剂比焓, kJ/kg; $h_{ihx1, ia}$ 、 $h_{ihx2, oa}$ 分别为舱内蒸发器1的进口空气比焓和舱内蒸发器2的出口空气比焓, kJ/kg。

基于上述原理样机,分别在制热工况下开展了

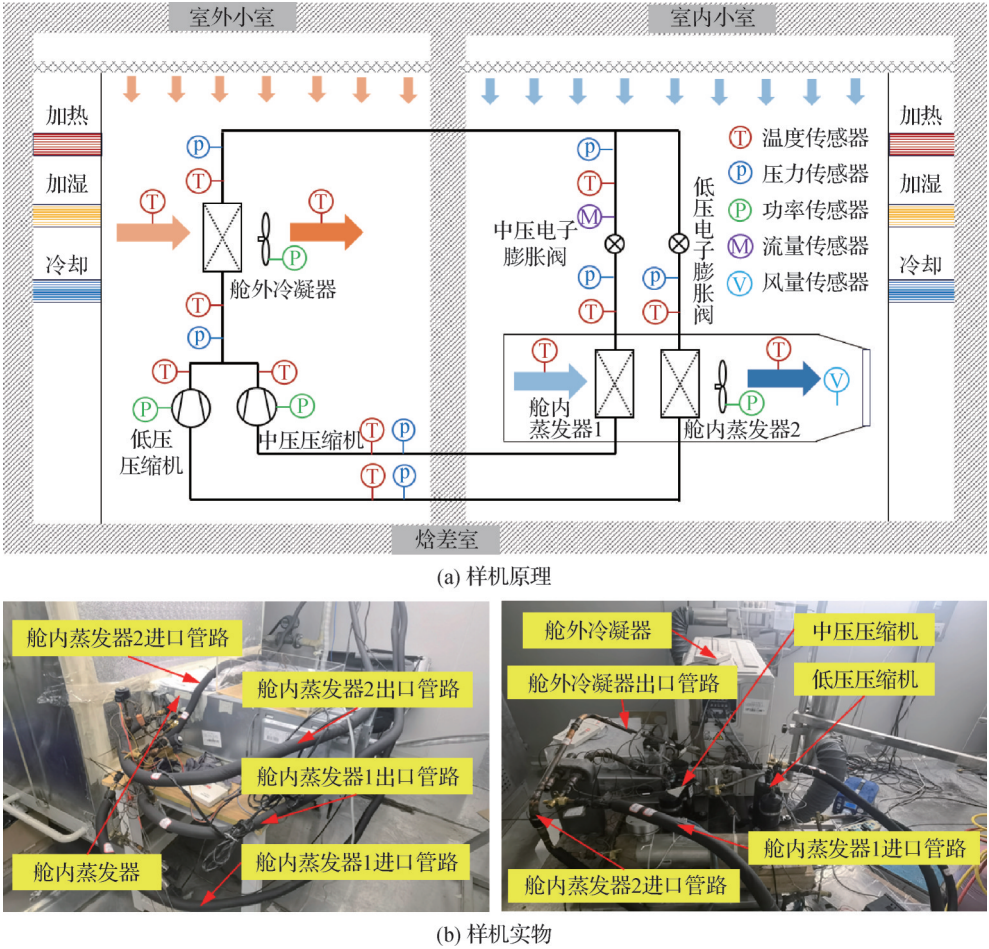


图4 双蒸发温度梯级冷却空调系统实验样机

Fig.4 Experimental system of dual-evaporation temperature air conditioning with cascade cooling

表 1 实验系统测量仪表

Tab.1 Measuring instrument for experimental system

测量参数	仪表	量程	不确定度
制冷剂/水温度	T型热电偶	-200~350 ℃	±0.2 ℃
空气温度	铂热电阻温度传感器	-100~450 ℃	±0.15 ℃
制冷剂流量	科里奥利质量流量计	0~1 000 kg/h	±0.1%
水流量	转子流量计	2~18 L/min	±2%
制冷剂压力	压力传感器	0~4.0 MPa	±0.2%

变气缸容积比、变室外环境温度、变余热回收蒸发器进口水温等 23 组变工况实验(工况如表 2 所示),在制冷工况下开展了变气缸容积比、变室外环境温度、变舱内蒸发器风量等 36 组变工况实验(工况如表 3 所示)。

2.3 结果分析

图 5 所示为双蒸发温度余热回收热泵系统原理样机在不同工况下的制热性能实验结果。如图 5(a) 所示,随着低压压缩机与中压压缩机的频率比增大,舱外蒸发器的蒸发热量增大、余热回收蒸发器的蒸

表 2 制热实验工况

Tab.2 Experimental conditions for heating

参数	工况
室外小室干球/湿球温度/℃	2/0, -2/-3, 7/6
室内小室干球/湿球温度/℃	20/14.5
舱内冷凝器风量/(m³/h)	380
余热回收蒸发器进口水温/℃	10~27
余热回收蒸发器水流量/(L/min)	3.5~6
中压、低压压缩机频率/Hz	25~40

表 3 制冷实验工况

Tab.3 Experimental conditions for cooling

参数	工况
室外小室干球/湿球温度/℃	35/26, 38/26, 42/26
室内小室干球/湿球温度/℃	27/19.5, 35/26
舱内蒸发器风量/(m³/h)	270~570
中压、低压压缩机频率/Hz	20~50

发热量减小;在低压、中压压缩机频率分别为 25 Hz、35 Hz、30 Hz、30 Hz、35 Hz、25 Hz 的工况下,热泵系统

制热量分别为 2.23 kW、2.17 kW、1.82 kW, COP 分别为 3.27、3.13、2.88。如图 5(b) 所示, 随着室外环境温度降低, 舱外蒸发器的蒸发热量降低、热泵制热能效降低; 在低压、中压压缩机频率均为 25 Hz, 室外环境温度为 7 °C、2 °C、-2 °C 的工况下, 热泵系统制热量分别为 2.07 kW、1.78 kW、1.56 kW, COP 分别为 3.77、3.26、3.06。如图 5(c) 所示, 随着余热回收蒸发器进口水温升高, 余热回收蒸发器的蒸发热量增大、热泵制热能效提升; 在低压、中压压缩机频率均为 25 Hz, 余热回收蒸发器进口水温为 18 °C、23 °C、27 °C 的工况下, 热泵系统制热量分别为 1.78 kW、2.01 kW、2.15 kW, COP 分别为 3.26、3.69、3.95。由此可知, 低压压缩机与中压压缩机的频率比 (即低压气缸与中压气缸的容积比), 以及低压蒸发器、中压蒸发器的热源温度, 均会影响双蒸发温度余热回收热泵系统的 2 个蒸发支路的制冷剂流量与蒸发热量分配, 进而对其制热性能造成影响。

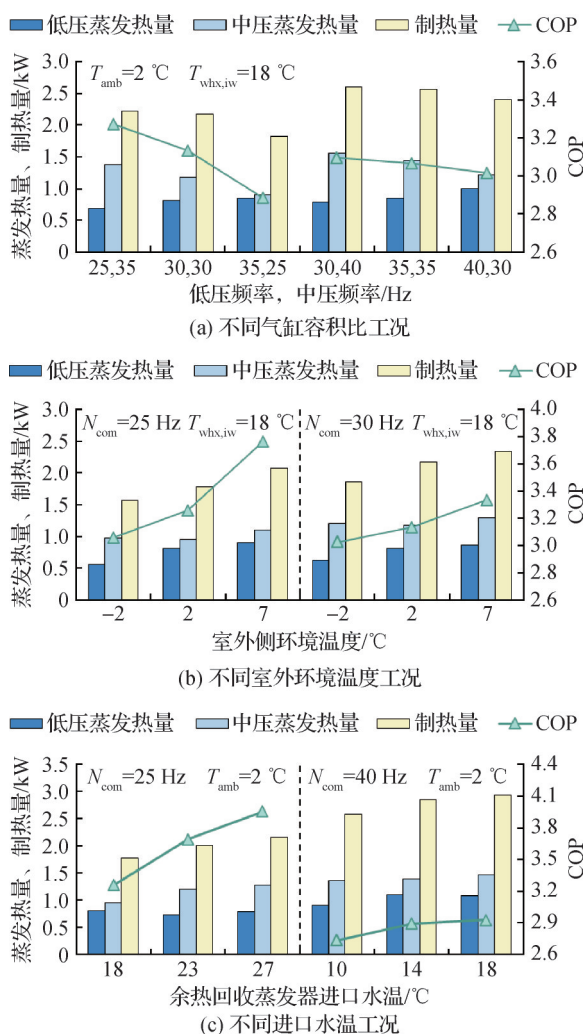


图5 变工况制热性能实验结果

Fig.5 Experimental results of heating performance under variable operating conditions

图 6 所示为双蒸发温度梯级冷却空调系统原理样机在不同工况下的制冷性能实验结果。如图 6(a) 所示, 随着低压压缩机与中压压缩机的频率比增大, 舱内蒸发器 1 的蒸发热量减小、舱内蒸发器 2 的蒸发热量增大, 空调总制冷量先升高后降低; 在低压、中压压缩机频率分别为 20 Hz、30 Hz、25 Hz、25 Hz、30 Hz、20 Hz 的工况下, 空调系统制冷量分别为 1.90 kW、2.00 kW、1.95 kW, EER 分别为 3.31、3.47、3.42。如图 6(b) 所示, 随着室外环境温度升高, 舱内蒸发器 1 与舱内蒸发器 2 的蒸发热量均降低、空调制冷能效降低; 在低压、中压压缩机频率均为 30 Hz, 室外环境温度为 35 °C、38 °C、42 °C 的工况下, 空调系统制冷量分别为 2.55 kW、2.43 kW、2.28 kW, EER 分别为 3.76、3.34、2.88。如图 6(c) 所示, 随着舱内蒸发器风量增大, 舱内蒸发器 1 与舱内蒸发器 2 的蒸发热量均增大、空调制冷能效升高; 在低压、中压压缩机频率均为 30 Hz, 舱内蒸发器风量为 270 m³/h、370 m³/h、470 m³/h

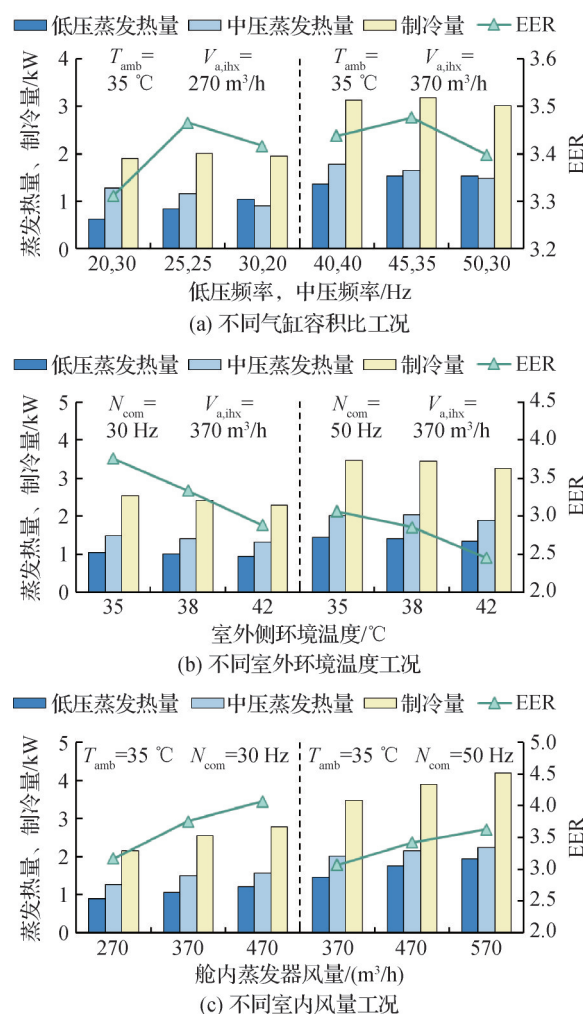


图6 变工况制冷性能实验结果

Fig.6 Experimental results of cooling performance under variable operating conditions

的工况下,空调系统制冷量分别为 2.16 kW、2.55 kW、2.78 kW, EER 分别为 3.17、3.76、4.07。由此可知,低压、中压压缩机的频率比同样会影响双蒸发温度梯级冷却空调系统 2 个蒸发支路的制冷量分配比例,系统整体制冷性能与气缸容积比之间并非单调对应关系,而舱内换热器与舱外换热器进风参数的变化对低压蒸发器、中压蒸发器制冷量的影响趋势相同。

3 仿真分析

3.1 仿真模型建立与验证

为确定双蒸发温度热泵空调系统的气缸容积比设计参数,并研究该系统相较于传统电动汽车热泵空调系统的节能效果,本节进一步建立了双蒸发温度热泵空调系统仿真模型,计算流程如图 7 所示。其中,压缩机性能采用基于变频修正的效率模型进行计算(如式(10)~式(11)),容积效率与等熵效率采用

Li Wenhua^[14]提出的半经验模型计算;换热器性能采用基于效能-传热单元数法的分区模型进行计算,冷凝器划分为过热、两相、过冷 3 个区段,蒸发器划分为两相、过热 2 个区段,制冷剂侧、冷却液侧、空气侧的对流传热系数采用 Dittus-Boelter 关联式^[15]、Akers 关联式^[16]、Petukhov-Popov 关联式^[17]及 Chang-Wang 关联式^[18]进行计算。

$$m_{r,com} = \frac{10^{-6} D_{com} N_{com} \eta_v}{60 v_{com}} \quad (10)$$

$$P_{com} = \frac{m_{r,com} (h_{com,or,is} - h_{com,ir})}{\eta_{is} \eta_e} \quad (11)$$

式中: $m_{r,com}$ 为压缩机的制冷剂质量流量, kg/s; P_{com} 为压缩机功率, kW; D_{com} 为压缩机排量, cm^3/r ; N_{com} 为压缩机转速, r/min ; η_v 、 η_{is} 、 η_e 分别为容积效率、等熵效率与电机效率; v_{com} 为压缩机的吸气比容, m^3/kg ; $h_{com,ir}$ 、 $h_{com,or,is}$ 分别为压缩机的吸气比焓与等熵压缩排气比焓, kJ/kg 。

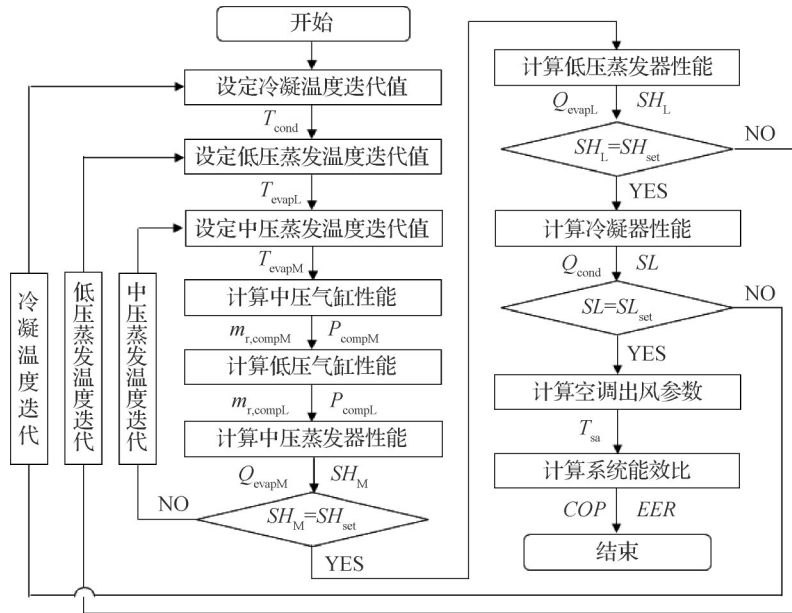


图 7 双蒸发温度热泵空调系统仿真模型计算流程

Fig.7 Calculation process of simulation model for dual-evaporation temperature heat pump air conditioning system

如图 7 所示,首先设定双蒸发压力循环的冷凝温度、低压蒸发温度与中压蒸发温度的迭代值,分别通过压缩机模型计算中压气缸与低压气缸的运行性能(制冷剂流量、运行功率等),通过换热器模型计算中压蒸发器、低压蒸发器及冷凝器的运行性能(换热量、过热/过冷度等)。随后,分别根据中压蒸发器过热度 SH_M 、低压蒸发器过热度 SH_L 及冷凝器过冷度 SL 的计算结果与设定值进行迭代,直至迭代收敛。最后,根据舱内换热器换热量与压缩机功率的输出结果,计算双蒸发温度热泵空调系统的送风参数、制热/

制冷量及制热/制冷能效。

基于前文实验结果对建立的仿真模型进行可靠性验证,结果如图 8 所示。在 23 组制热工况下,双蒸发温度余热回收热泵系统的制热量与压缩机功率的仿真结果与实验数据的 MAPE(平均绝对百分比误差, mean absolute percentage error) 分别为 3.8%、6.8%;在 36 组制冷工况下,双蒸发温度梯级冷却空调系统的制冷量与压缩机功率的仿真结果与实验数据的 MAPE 分别为 5.3%、4.7%。模型验证结果表明,仿真模型的计算结果与实验数据的偏差在可接

受范围内,可用于后续研究。

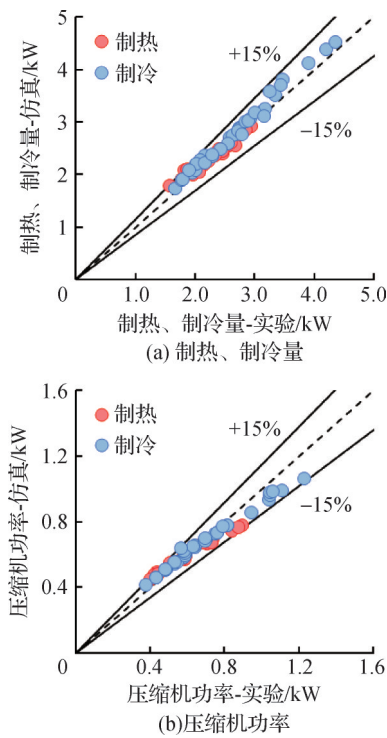


图8 模型验证结果
Fig.8 Validation results of simulation model

为确保不同系统方案对比分析的公平性,本研究中双蒸发温度热泵空调系统与传统电动汽车热泵空调系统的关键模型参数(压缩机总排量,舱内、舱外换热器面积等)均保持一致,如表4所示。

表4 模型参数

Tab.4 Parameters of simulation model

参数	设定值
制冷剂	R134a
冷却液	50%(体积分数)乙二醇溶液
压缩机	27 cm ³ /r, 1 000~6 000 r/min
舱外换热器	0.16 m ² ×0.016 m,空气侧传热面积4.85 m ² , 制冷剂侧传热面积0.68 m ²
舱内换热器	0.044 m ² ×0.032 m,空气侧传热面积3.86 m ² , 制冷剂侧传热面积0.23 m ²
送风风量	316.8 m ³ /h
空气循环模式	外循环模式
空调设定温度	制冷24℃,制热20℃
过冷/过热度	3℃/5℃

3.2 气缸容积比对系统性能的影响

系统能效随气缸容积比的变化趋势如图9所示。如图9(a)所示,在不同环境温度与进口冷却液温度的制热工况下,电动汽车双蒸发温度热泵空调系统

的COP均随气缸容积比的增大呈现先升高后降低的变化趋势,即存在能够使系统以最高能效运行的最优气缸容积比。然而,不同制热工况下的最优气缸容积比存在显著差异。随着环境温度升高,系统的最优气缸容积比增大,原因在于需要增大舱外换热器(低压蒸发器)对应的低压气缸的排量,以提升热泵从环境空气中取热的能力;同理,随着进口冷却液温度升高,系统的最优气缸容积比减小,原因在于需要增大板式换热器(中压蒸发器)对应的中压气缸排量,以提升热泵从冷却液中取热的能力。类似地,如图9(b)所示,在不同环境温度与压缩机转速的制冷工况下,随着气缸容积比增大,电动汽车双蒸发温度热泵空调系统的EER同样呈现先升高后降低的变化趋势,且环境温度越高、最优气缸容积比越小,压缩机转速越高、最优气缸容积比越大。

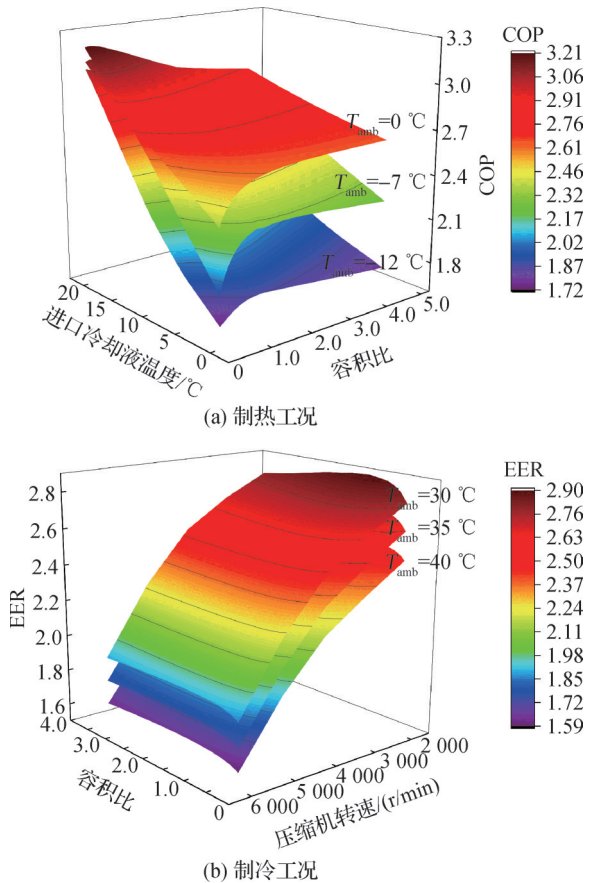


图9 系统能效随气缸容积比的变化趋势
Fig.9 Variation of system energy efficiency with cylinder volume ratio

然而,根据运行工况确定双蒸发温度热泵空调系统的最优容积比理论取值仅针对设计工况,在实际运行中,低压气缸与中压气缸的容积配比无法随运行工况的变化动态调节,需确定合理的气缸容积比设计值,以尽可能拓宽双蒸发温度热泵空调系统

的高效运行区间。根据图9所示仿真结果,当气缸容积比在1.1~1.4区间内,系统在多数运行工况下均可达到趋近于各工况对应理论最优值的较高能效水平。因此,综合考虑系统在不同制热/制冷工况下的运行性能,本研究将双缸压缩机气缸容积比的设计参数确定为1.25,用于后续能耗对比分析。

3.3 不同系统的能耗对比分析

在不同制热、制冷工况下将传统电动汽车热泵空调系统(图1)与双蒸发温度热泵空调系统(图2)的运行能耗进行对比,结果如图10所示。

如图10(a)所示,在余热回收蒸发器进口冷却液温度为10℃的制热工况下,与传统单空气源热泵相比,双蒸发温度余热回收热泵系统在-20、-12、-7、0℃环境中的制热能耗分别可降低26.4%、30.2%、27.8%、8.2%。与现有研究提出的单蒸发温度双热源热泵相比,在-7、-12℃环境中,双蒸发温度余热回收热泵系统的制热节能效果分别为2.1%、3.9%;此外,当环境温度降低至-20℃,由于空气源与余热源的温差(品位)差异过大,单蒸发温度双热源热泵的舱外蒸发器无法从环境空气中取热(制冷剂无法达到过热状态),而双蒸发温度余热回收热泵系统仍可正常运行。

如图10(b)所示,在环境温度为36℃,含湿量分别为14、18、22 g/kg(干空气)的制冷工况下,与传统单蒸发器空调系统相比,双蒸发温度梯级冷却空调系统分别可节能36.3%、31.3%、27.6%,而与单蒸发温度双蒸发器空调相比,双蒸发温度梯级冷却空调

系统的制冷能耗分别降低了2.1%、4.3%、4.0%。当环境温度升至42℃、含湿量为14 g/kg(干空气)时,双蒸发温度梯级冷却空调系统相较于单蒸发器空调系统与单蒸发温度双蒸发器空调系统的制冷节能效果分别可达到48.3%、8.9%。

4 结论

本文提出了一种电动汽车双蒸发温度热泵空调系统,通过搭建原理样机开展变工况实验、建立仿真模型开展能耗对比分析,研究了该系统的变工况运行特性,明确了双缸压缩机气缸容积比的优化设计参数,并分析了该系统相较于传统电动汽车热泵空调系统的制热/制冷节能效果,得到如下结论:

1)双蒸发温度热泵空调系统的制热/制冷能效均随双缸压缩机气缸容积比的增大呈先升高后降低趋势;在制热工况下,环境温度越低,最优气缸容积比越小;在制冷工况下,环境温度越高,最优气缸容积比越小。

2)制热工况下,系统运行双蒸发温度余热回收模式,COP随环境温度降低而减小、随余热回收蒸发器进口冷却液温度升高而增大;在环境温度为-7、-20℃,进口冷却液温度为10℃的工况下,双蒸发温度热泵空调系统与传统电动汽车热泵空调系统相比节约的制冷能耗、制热能耗分别为27.8%、26.4%。

3)制冷工况下,系统运行双蒸发温度梯级冷却模式,EER随环境温度升高而降低、随空调风量增大而增大;在环境温度为36℃,含湿量为14、22 g/kg(干空气)的工况下,双蒸发温度热泵空调系统的制冷能耗相较于传统电动汽车热泵空调系统降低36.3%、27.6%。

参考文献

- [1] 中国汽车工业协会. 2025年汽车工业产销情况[EB/OL]. (2026-01-14)[2026-08-09]. <http://www.caam.org.cn>. (China Association of Automobile Manufacturers. Production and sales of automobile industry in 2025 [EB/OL]. (2026-01-14)[2026-08-09]. <http://www.caam.org.cn>.)
- [2] 王文伟, 孙逢春. 全气候新能源汽车关键技术及展望[J]. 中国工程科学, 2019, 21(3): 47-55. (Wang Wenwei, Sun Fengchun. Key technologies and prospects of all-climate new energy vehicles [J]. Strategic Study of CAE, 2019, 21(3): 47-55.)
- [3] Yu Tianchan, Li Xianting, Wang Baolong, et al. Quantitative analysis of factors contributing to driving range degradation of battery electric vehicles [J]. Applied

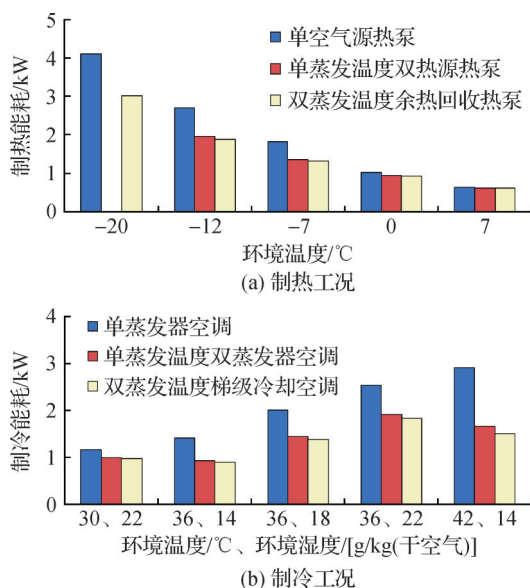


图10 不同电动汽车热泵空调系统的能耗对比

Fig.10 Energy consumption comparison of different heat pump air conditioning systems for electric vehicles

- Thermal Engineering, 2024, 250: 123520.
- [4] Leighton D. Combined fluid loop thermal management for electric drive vehicle range improvement [J]. SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems, 2015, 8(2): 711-720.
- [5] Xu Bin, Arjmandzadeh Z. Parametric study on thermal management system for the range of full (Tesla Model S)/compact-size (Tesla Model 3) electric vehicles[J]. Energy Conversion and Management, 2023, 278: 116753.
- [6] Zhang Ziqi, Liu Cichong, Chen Xiaoning, et al. Annual energy consumption of electric vehicle air conditioning in China [J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 125: 567-574.
- [7] 王从飞, 曹锋, 李明佳, 等. 碳中和背景下新能源汽车热管理系统研究现状及发展趋势[J]. 科学通报, 2021, 66(32): 4112-4128. (Wang Congfei, Cao Feng, Li Mingjia, et al. Research status and future development of thermal management system for new energy vehicles under the background of carbon neutrality [J]. Chinese Science Bulletin, 2021, 66(32): 4112-4128.)
- [8] Li Kang, Luo Shuxian, Fan Le, et al. Investigation on the performance and characteristics of a heat pump system for electric vehicles under extreme temperature conditions[J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2021, 27: 101308.
- [9] Ahn J H, Kang H, Lee H S, et al. Heating performance characteristics of a dual source heat pump using air and waste heat in electric vehicles[J]. Applied Energy, 2014, 119: 1-9.
- [10] Tian Zhen, Gan Wei, Zhang Xuelai, et al. Investigation on an integrated thermal management system with battery cooling and motor waste heat recovery for electric vehicle [J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 136: 16-27.
- [11] Song Panpan, Shi Tianyi, Wei Mingshan, et al. Low-temperature performance investigation of a direct integrated thermal management system based on CO₂ heat pump for electric vehicles[J]. Applied Thermal Engineering, 2025, 263: 125285.
- [12] Yang Xufei, Wang Baolong, Cheng Zuo, et al. Upper-limit of performance improvement by using (quasi) two-stage vapor compression [J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 185: 116426.
- [13] 崔梦迪. 基于制冷剂-循环-换热网络协同优化的蒸气压缩系统构建方法研究[D]. 北京:清华大学建筑学院, 2025. (Cui Mengdi. A construction method for vapor compression systems based on the synergistic optimization of refrigerant-cycle-heat exchange network [D]. Beijing: School of Architecture, Tsinghua University, 2025.)
- [14] Li Wenhua. Simplified steady-state modeling for variable speed compressor [J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 50(1): 318-326.
- [15] Tian Z, Gu B, Yang L, et al. Performance prediction for a parallel flow condenser based on artificial neural network [J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 63(1): 459-467.
- [16] Yang C Y, Webb R L. Condensation of R-12 in small hydraulic diameter extruded aluminum tubes with and without micro-fins [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1996, 39(4): 791-800.
- [17] Petukhov B S. Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties [J]. Advances in Heat Transfer, 1970, 6: 503-564.
- [18] Chang Y J, Wang Chichuan. A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1997, 40(3): 533-544.

通信作者简介

石文星,男,教授,博士生导师,清华大学建筑技术科学系, 010-62796114, E-mail: wxshi@tsinghua.edu.cn。研究方向: 制冷与热泵技术、蓄能与可再生能源利用技术。

About the corresponding author

Shi Wenxing, male, professor, Ph. D. supervisor, Department of Building Science, Tsinghua University, 86-10-62796114, E-mail: wxshi@tsinghua.edu.cn. Research fields: refrigeration and heat pump; energy storage and utilization of renewable energy.

(责任编辑:田甜)