文章编号:0253-4339(2022) 01-0091-09
doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2022.01.091

# 电动客车用余热回收型热泵的换热器优化及性能实验研究

张文超[1,2] 邹慧明[2] 韩欣欣[3] 唐明生[2] 田长青[2]

(1 上海海事大学商船学院 上海 201306; 2 中国科学院理化技术研究所 空间功热转换技术重点实验室 北京 100190;
3 河南理工大学土木工程学院 焦作 454000)

**摘 要** 本文针对热泵空调系统在冬季低温工况下制热能力衰减问题,通过换热器设计优化,研发出基于喷射补气的余热回收型热泵空调系统,并进行了性能实验研究。结果表明:研制的准二级压缩电动客车热泵空调系统在低温条件下具有较好的制热性能。在环境温度为-20 ℃,车内温度为 20 ℃,余热量为 1.8 kW 的制热工况下,相比于无余热回收工况,系统制热量和 COP 分别提升了 33.15%和 9.94%;在环境温度为 35 ℃,车内温度为 27 ℃的制冷工况下,电池散热量为 2.0 kW 时,相比于无电池冷却的单级压缩系统,优化后的电动客车热泵空调系统的总制冷量和 COP 分别提升了 4.58%和 3.72%。

**关键词** 热泵空调系统;余热回收;喷射补气;换热器
**中图分类号**:TB61+1;TB657.5 **文献标识码**: A

# Heat Exchanger Optimization and Performance Test of Waste Heat Recovery Heat Pump for Electric Bus

Zhang Wenchao[1,2] Zou Huiming[2] Han Xinxin[3] Tang Mingsheng[2] Tian Changqing[2]

(1. Merchant Marine College, Shanghai Maritime University, Shanghai, 201306, China; 2. Key Laboratory of Science and Technology on Space Energy Conversion, Technical Institute of Physics and Chemistry, CAS, Beijing, 100190, China; 3. Henan Polytechnic University, Jiaozuo, 454000, China)

**Abstract** In this study, a heat pump air conditioning system with waste heat recovery was developed based on vapor injection, and the performance was investigated experimentally. The study aimed to address the problem of heating capacity attenuation of heat pump air conditioning systems at low temperatures in winter, through the optimization of heat exchanger design. The experimental results show that the quasi two-stage compression heat pump air conditioner for electric buses exhibits good heating performance at low temperatures. Compared with the same working conditions without waste heat recovery, the heating capacity and coefficient of performance (COP) of the system are improved by 33.15% and 9.94%, respectively, where the ambient temperature is -20 ℃, the interior temperature is 20 ℃, and the residual heat is 1.8 kW. Compared with the single-stage compression system without battery cooling, the cooling capacity and COP of the optimized electric bus heat pump air conditioning system are increased by 4.58% and 3.72%, respectively, where the ambient temperature is 35 ℃, the interior temperature is 27 ℃, and the cooling capacity of the battery is 2.0 kW.

**Keywords** heat pump air conditioning; waste heat recovery; vapor injection; heat exchanger

当今能源危机与环境污染问题日益严重,大力发展新能源产业成为传统能源消耗产业转型发展的新思路[1]。电动客车由于其环保特性,在国家相应政策的扶持下得到了长足发展[2],技术进步与产业升级使其具有更加广阔的发展前景。电动客车空调系统由车载动力电池驱动,通过热泵系统满足制冷、制热、除雾、除霜等需求,其系统性能的优劣直接影响电动客车的节能性与实用性,对于电动客车的续航能力具有重要影响[3]。

针对电动客车热泵空调系统在冬季工况下制热性能衰减严重的问题,研究人员在常规单级压缩热泵空调系统的基础上增加了喷射补气支路,这种带喷射补气支路的热泵循环介于单级压缩与二级压缩之间被称为准二级压缩补气热泵循环,准二级压缩补气热泵循环能有效降低压缩机排气出口压力与温度,且系统修改添加的设备较少[4]。在对准二级压缩喷射补

基金项目:国家重点研发计划(2017YFB0103801)资助项目。(The project was supported by the National Key R&D Program of China (No. 2017YFB0103801).)
收稿日期:2021-07-13;修回日期:2021-09-08

气系统的研究中,李海军等[5]建立了带经济器的中压补气型电动客车热泵空调系统实验台,在低温区实验工况下,研究不同转速下低温和高温压缩机效率的变化情况,结果表明在环境温度为 50 ℃与-20 ℃的情况下压缩机效率随着转速的提升而升高,且相比于单级压缩系统的系统能效有一定的提升;针对客车空调蒸发器中两相流分液与冷却水排除的难点,中原工学院团队[6-8]研发了一款适用于大型电动客车的喷射补气热泵系统,在环境温度为-10 ℃时,设计的系统制热量提升 21.8%,COP 提升 13.3%;在低温高湿的工况下对准二级压缩热泵系统进行实验,结果表明在环境温度为-10 ℃与-20 ℃的情况下,相比于单级压缩循环系统,低压补气系统的制热量分别提高 16.6%和 22.6%,COP 分别提高 5.3%和 7.1%。随着电机、电驱等功率的逐步上升,电气部件的余热量越来越可观,如何更好的发挥热泵空调系统的余热利用优势,提高其低温制热性能是电动客车热管理系统的重要课题。Tian Zhen 等[9]设计了一种电动客车一体式热管理系统,将车内环境与电池、电机余热回收结合,采用双蒸发器进行余热回收,结果表明,与 PTC 电加热相比,该一体式热管理系统的客车行驶里程增加了 31.71%。Han Xinxin 等[10-11]研发了一款带余热回收的电动客车中间补气热泵系统,并进行了理论和实验研究,研究该系统在不同车外环境温度、压缩机频率、中间补气压力等参数影响下的制热性能变化,实验结果表明该系统存在最优补气率,车外环境温度为-10 ℃和-20 ℃时,余热量为 3 kW 的系统相比于无余热回收的系统 COP 分别提升了 9.33%和 15.45%。在实际应用方面,华强、松芝等企业均推出了低环温喷射补气准二级压缩的热泵空调系统电动客车。这些工作为电动客车热泵空调系统的应用奠定了良好的基础。

基于上述研究,本文对基于喷射补气的余热回收型电动客车热泵系统进行系统设计优化,以更好地提高热泵系统性能。

# 1 系统设计

## 1.1 系统流程

为了提高电动客车的余热利用效率,可以将电池电驱温控与热泵空调系统进行耦合,通过热泵系统实现余热利用,通常采用的耦合方式如图 1 所示,将余热换热器的支路与蒸发器支路并联,该种形式通常根据余热量来控制余热支路膨胀阀门开度进行调节,但由于该系统具有 3 条支路 3 个膨胀阀,补气支路、蒸发器支路、余热换热器支路之间有一定的互相影响,因此控制调节相对复杂。基于此,课题组提出了基于喷射补气的余热回收型热泵循环,如图 1(b)所示,该系统将余热换热器与喷射补气支路串联,简化了系统流程,控制相对简单。

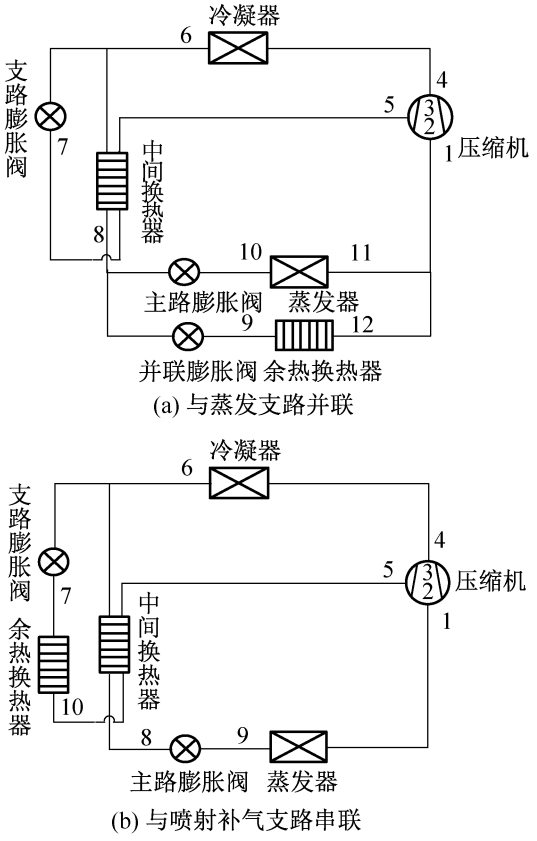



**图 1 准二级压缩循环系统耦合方式**

**Fig.1 Coupling mode of quasi two-stage compression cycle system**

基于上述原理,课题组设计了电动客车基于喷射补气的余热回收热泵系统,系统采用串联耦合的喷射补气型客车空调热泵系统,系统流程如图 2 所示,系统原理为:在制热工况下,压缩机压缩后高温高压的制冷剂通过四通换向阀分别在两侧的车内换热器中放热,为车室提供热量,冷凝放热后的制冷剂分为两路,主路直接进入中间换热器,补气支路经过电子膨胀阀节流降压后进入中间换热器,这两条支路的制冷剂在中间换热器内换热后,补气支路的制冷剂经过压缩机补气口进入压缩机,吸气主路制冷剂分为两条支路,一条支路经过电子膨胀阀节流降压进入车外换热器,另一条支路经过节流降压后进入余热换热器换热,出来后与车外换热器内蒸发吸热后的制冷剂混合,再经过气液分离器进入压缩机吸气口,完成循环。

在制冷工况下,车外换热器充当冷凝器向车外放热,车内换热器充当蒸发器吸收车内热量,为车室降温,同时补气支路的余热换热器为电池温控系统提供

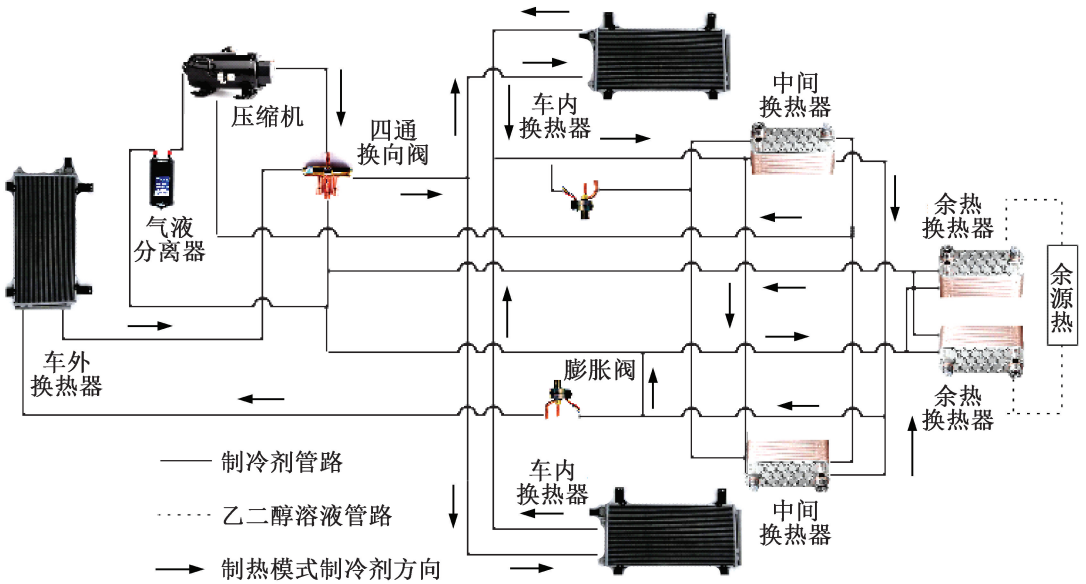



图 2 带余热回收的准二级压缩热泵系统流程图

**Fig.2 Flow chart of quasi two-stage compression heat pump system with waste heat recovery**

制冷量。

## 1.2 系统理论模型

该系统的热力循环如图 3 所示。

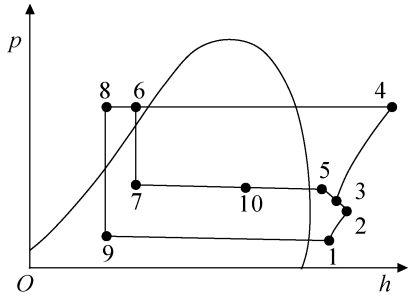



图 3 带余热回收的准二级压缩热泵系统压焓图

**Fig.3 Pressure-enthalpy diagram of quasi two-stage compression heat pump system with waste heat recovery**

喷射补气理论循环的计算式如下：

蒸发器换热量 $Q_e$(W)：

$$Q_e = m(h_1 - h_9) \tag{1}$$

式中：$m$ 为经过蒸发器蒸发后进入压缩机的制冷剂质量流量，kg/s；$h_1$ 为经蒸发器后的制冷剂焓值，kJ/kg；$h_9$ 为经主路膨胀阀节流后的制冷剂焓值，kJ/kg。

冷凝器换热量 $Q_c$(W)：

$$Q_c = (m + m_i)(h_4 - h_9) \tag{2}$$

式中：$m_i$ 为经过中间换热器蒸发后喷入压缩机的制冷剂质量流量，kg/s；$h_4$ 为被压缩机压缩后的制冷剂焓值，kJ/kg。

中间换热器换热量 $Q_i$(W)：

$$Q_i = m(h_6 - h_7) \tag{3}$$

式中：$h_6$ 为从冷凝器出来的液态制冷剂焓值，kJ/kg；$h_7$ 为被中间换热器过冷的制冷剂焓值，kJ/kg。

系统制冷能效比：

$$COP_c = \frac{h_1 - h_9}{h_4 - h_1} \tag{4}$$

系统制热能效比：

$$COP_h = \frac{h_4 - h_9}{h_4 - h_1} \tag{5}$$

压缩机压比：

$$\varepsilon = p_5/p_1 \tag{6}$$

式中：$p_5$ 为压缩机排气压力，MPa；$p_1$ 为压缩机吸气压力，MPa。

由图 3 可知，喷射补气准二级压缩系统可以通过降低排气温度来扩大运行范围，并通过提高膨胀阀前液态制冷剂的过冷度提高蒸发器换热量，在设置补气支路后冷凝器的质量流量也会提高，进而提升制热性能。

# 2 系统设计优化

热泵系统使用制冷剂为 R410A。设计制热工况具体参数如表 1 所示；制冷工况为额定制冷工况，具体参数如表 2 所示。

## 2.1 车内外换热器设计

本文搭建了基于分布参数的换热器模型，对模型进行了如下假设：

表 1 制热工况

Tab.1 The heating condition

| 物理量 | 设计参数 |
|---|---|
| 车外干球温度/℃ | 0、-5、-10、-15、-20 |
| 车内干球温度/℃ | 20 |
| 车外侧风量/($m^3$/h) | 7 000 |
| 车内侧风量($m^3$/h) | 4 000 |
| 压缩机频率/Hz | 80 |

表 2 额定制冷工况

Tab.2 The rated cooling condition

| 物理量 | 设计参数 |
|---|---|
| 车外干球温度/℃ | 35 |
| 车内干/湿球温度/℃ | 27.0/19.7 |
| 车外侧风量/($m^3$/h) | 7 000 |
| 车内侧风量/($m^3$/h) | 4 000 |
| 压缩机频率/Hz | 80 |

1)制冷剂侧与空气侧均为一维稳态均相传热;

2)系统压降变化可忽略不计。

模型计算中使用的传热关联式如下:

冷凝器空气侧对流换热表面传热系数 $\alpha_{con}$ (W/($m^2$·K))[12]:

$$\alpha_{con}=C\psi\frac{\lambda_a}{d_e}Re^n\left(\frac{b}{d_e}\right)^m \tag{7}$$

式中:$C$、$\psi$ 为系数;$n$、$m$ 为指数;$\lambda_a$ 为空气的导热系数,W/(m·K);$d_e$ 为当量直径,m;$Re$ 为雷诺数;$b$ 为翅片宽度,m。

蒸发器空气侧对流换热表面传热系数 $\alpha_{evp}$ (W/($m^2$·K)):

$$\alpha_{evp}=\frac{\rho_g w_{max}c_p(0.001\,4+0.261\,8Re_d^{-0.4}(\frac{A}{A_t})^{-0.15})}{Pr^{2/3}} \tag{8}$$

式中:$\rho_g$ 为饱和水蒸气密度,kg/$m^3$;$w_{max}$ 为最窄处空气流速,m/s;$c_p$ 为定压比热容,kJ/(kg·K);$Re_d$ 为当量雷诺数;$A$ 为空气侧总外表面积,$m^2$;$A_t$ 为最窄流动截面面积,$m^2$;$Pr$ 为普朗特数。

制冷剂单相区对流换热表面传热系数计算关联式 Dittus-Boelter 关联式[13]:

$$Nu=0.023Re_L^{0.8}Pr_L^n \tag{9}$$

式中:下标 L 表示液相制冷剂。制冷剂侧冷凝两相区对流换热表面传热系数 Shah 关联式[14]:

$$Nu=Nu_L\left[(1-x)^{0.8}+\frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{Pr^{0.38}}\right]$$

$$Pr=\frac{p}{p_{crit}}$$

$$Nu_L=0.023\left(\frac{GD}{\mu_L}\right)^{0.8}Pr_L^n \tag{10}$$

式中:$x$ 为干度;$p_{crit}$ 为临界压力,MPa;$G$ 为总系统质量流量,kg/s;$D$ 为管道内径,m;$\mu_L$ 为动力黏度,Pa·s。

制冷剂侧蒸发两相区对流换热表面传热系数 Gungor-Winterton 关联式[15]:

$$\alpha_{tp}=E\alpha_L+S\alpha_{nb}$$

$$\alpha_L=0.023\left(\frac{\lambda_L}{D}\right)Re_L^{0.8}Pr_L^{0.4}$$

$$\alpha_{nb}=55Pr^{0.12}(-0.434\,3\ln Pr)^{-0.55}M^{-0.5}q^{0.67} \tag{11}$$

式中:$E$ 为增强因子;$S$ 为抑制因子;$\lambda_L$ 为潜热量,kJ/kg;$D$ 为管道内径,m;$M$ 为分子量;$q$ 为热流密度,W/$m^2$。下标 tp 表示两相区,nb 表示核态沸腾。

换热器模型的计算流程如图 4 所示。为了验证模型的准确性,采用焓差实验室测试的电动客车空调系统实验数据来进行验证,验证结果如表 3、表 4 所示。计算结果偏差均在±10%以内,反映模型具有较好的精度[16]。

表 3 冷凝器模型验证

Tab.3 Condenser model validation

| 物理量 | 工况参数 | | |
|---|---|---|---|
| 室外温度/℃ | 7 | 0 | -20 |
| 车内温度/℃ | 20 | 20 | 20 |
| 入口焓值/(kJ/kg) | 432.6 | 446.7 | 469.8 |
| 计算换热量/kW | 18.9 | 16.4 | 11.0 |
| 偏差/% | 4.6 | 6.9 | 9.1 |

表 4 蒸发器模型验证

Tab.4 Evaporator model validation

| 物理量 | 工况参数 | |
|---|---|---|
| 室外温度/℃ | 30 | 40 |
| 车内温度/℃ | 27 | 27 |
| 入口焓值/(kJ/kg) | 286.0 | 304.0 |
| 计算换热量/kW | 23.3 | 13.4 |
| 偏差/% | 8.1 | 6.6 |

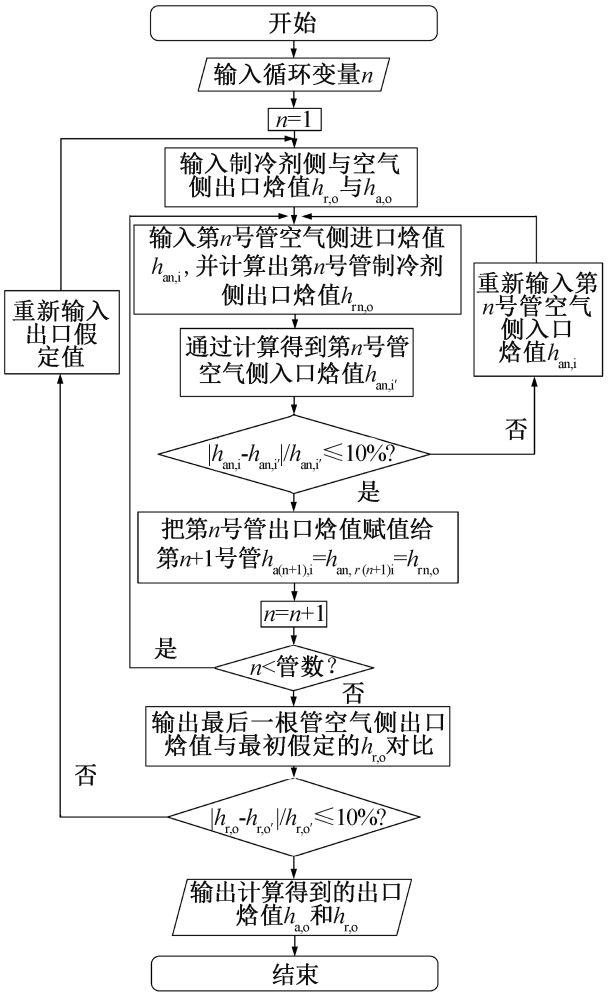



**图 4 换热器模型的计算流程**

**Fig.4 Calculation flow chart of heat exchanger model**

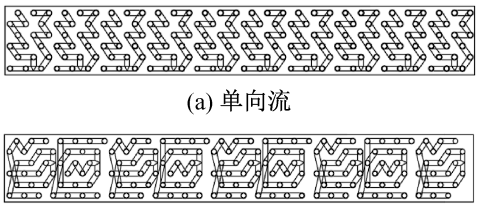
## 2.2 车外换热器优化设计

### 2.2.1 换热器结构优化

车外换热器的结构考虑两种形式，如图 5 所示。图 5(a)所示为单向流模型，制冷剂从一侧进、另一侧出。制冷工况时，车外换热器作为冷凝器，制冷剂流动方向与空气流动方向相反，为单向流，同时单向流又分为制冷剂从上侧进、下侧出的单向流 a 模式与制冷剂从下侧进、上侧出的 b 模式；制热时，车外换热器作为蒸发器，制冷剂反向流动，制冷剂与空气流动方向相同，为顺流。图 5(b)所示为混合流模式，制冷剂从两侧进/出，从中间出/进。无论制冷工况还是制热工况，换热器内均有一半流路为顺流，一半流路为逆流。混合流式结构设计兼顾制冷运行和制热运行的换热效果，能够解决现有热泵有些制冷效果好而制热效果一般、有些热泵制热效果好而制冷效果一般的问题。本文针对这两种结构形式分别进行车外换热器的设计校核。

### 2.2.2 最不利工况设计

按照车外环境最低温度为-20 ℃进行设计，换热器设计参数如表 5 所示。



(a) 单向流

(b) 混合流

**图 5 换热器结构形式**

**Fig.5 Structure of heat exchanger**

**表 5 车外换热器设计**

**Tab.5 Design of external heat exchanger**

| 物理量 | 设计参数 |
|---|---|
| 风量/($m^3$/h) | 7 000 |
| 冷凝温度/℃ | 50 |
| 质量流量/(kg/s) | 0.21 |
| 过热度/℃ | 3 |
| 环境温度/℃ | -20 |
| 车内干球温度/℃ | 20 |

车外换热器选择翅片管式换热器，换热器铜管选用 φ7×0.25(mm)的内螺纹管，管间距为 21 mm，排间距为 13 mm。翅片选用 0.115 mm 亲水铝箔，节距为 2.3 mm。

在车外环境最低温度为-20 ℃下，对单向流模式与混合流模式的换热器进行模拟计算，当需要增加面积时，面积增加的思路为保持现有的结构形式不变，增加流程数(每个流程 20 根管子)。表 6 所示为相同风量不同传热面积下两种结构形式换热器在车外环境温度为-20 ℃下的制热性能。

**表 6 车外环境温度为-20 ℃下的换热性能**

**Tab.6 Heat transfer performance at - 20 ℃ outside the bus**

| 物理量 | 工况参数 | | | |
|---|---|---|---|---|
| 风量/($m^3$/h) | 7 000 | 7 000 | 7 000 | 7 000 |
| 流程数 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| 换热管总长度/m | 290 | 348 | 406 | 464 |
| 单向流换热量/kW | 8.75 | 9.56 | 11.3 | 13.0 |
| 混合流换热量/kW | 10.5 | 12.8 | 14.4 | 15.8 |

由表 6 可知，在车外环境温度为-20 ℃时，混合流形式的换热器换热量大于单向流模式，在 6 流程

120 根管的情况下,混合流模式比单向流模式换热量提升了 34.2%。因此对 6 流程 120 根的单向流形式与混合流形式的换热器模型在-20~-10 ℃的车外环境温度下进行换热量计算。

模型在车外干球温度为-30~-20 ℃,车内干球温度为 20 ℃,相同流程数下混合流与单向流在不同进风干球温度下的换热量对比如图 6 所示,可以看出混合流模式在制热工况下的换热量均大于单向流两种流动模式的换热量,且流向为下侧进、上侧出的单向流 a 模式比单向流 b 模式换热效果好。

由计算结果可知,在制热工况下,混合流形式比单向流形式的换热量增加 20.9%。

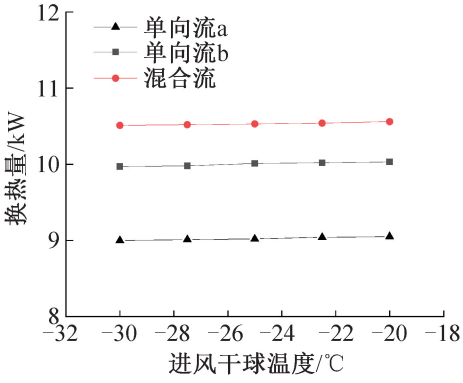



**图 6 制热工况下混合流形式与单向流形式在低温环境下的换热量对比**

**Fig.6 Comparison of heat transfer between mixed flow and unidirectional flow in low temperature environment under heating condition**

为了保证设计的换热器在夏季制冷工况下同样能满足制冷需要,对 6 流程 120 根管的单向流模式和混合流模式换热器模型进行制冷工况的计算,按车外环境温度为 30~40 ℃,车内干球温度为 27 ℃,车内湿球温度为 19.7 ℃进行模拟计算。

模型在相同流程数下混合流与单向流在不同进风干球温度下的换热量对比如图 7 所示,可以看出混合流模式在制冷工况下的换热量介于单向流的两种流动模式之间,且流向为上侧进、下侧出的单向流 a 模式换热量最大,单向流 b 模式换热量最小。

对比图 6 和图 7 可知,在相同的流程数下,混合流模式制热性能优于单向流式换热器,在制热工况下,单向流 b 模式的换热效果优于 a 模式,因为在制热模式下,车外换热器作为蒸发器,蒸发时气态制冷剂体积增加,从下侧进、上测出的流动模式会增强对流传热;单向流 a 模式制冷性能优于混合流模式换热器,对于单向流的两种模式,在制冷工况下,单向流 a 模式的换热效果优于单向流 b 模式,因为在制冷工况

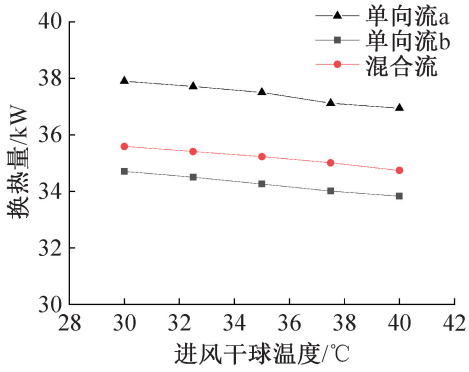



**图 7 制冷工况下混合流形式与单向流形式在高温环境下的换热量对比**

**Fig.7 Comparison of heat transfer between mixed flow and unidirectional flow in high temperature environment under cooling condition**

下,车外换热器作为冷凝器,制冷剂液体体积越来越小,从换热器上侧进、下侧出的流动模式会增强对流传热。

从计算结果而言,在相同传热面积下,混合流形式的换热量大于单向流形式,虽然单向流 a 模式换热器的制冷能力优于混合流模式换热器,但在制热工况下混合流模式的换热量大于两种单向流模式,且在制冷模式下混合流模式的换热量也能达到要求。为了客车空调在低温环境中能有较好的制热性能,选择 6 流程 120 根管的换热器作为车外换热器,因此本文采用优化后的混合流形式的翅片管换热器进行实验。

## 2.3 车内换热器选型设计

车内换热器选择普通的翅片管式换热器,换热器铜管选用 $\varphi$7×0.25(mm)的内螺纹管,单根管长 1.2 m,共 9 排 10 列,管间距为 21 mm,排间距为 13 mm。翅片选用 0.115 mm 亲水铝箔,节距为 2.3 mm。换热器共两个芯体,单芯体设计 10 个流程,每个流程 9 根管,结构形式如图 8 所示。

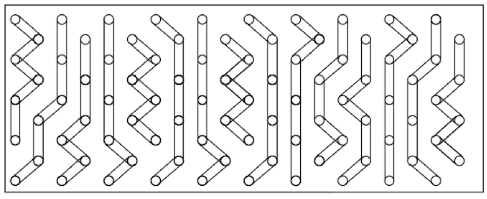


**图 8 车内换热器结构形式**

**Fig.8 Structure of heat exchanger in bus**

## 2.4 车内其他部件的选型

车内换热器侧电子膨胀阀选择通径为 3.2 mm,R410A 名义容量为 33.8 kW;板式换热器侧电子膨胀阀选择通径为 2.4 mm,R410A 名义容量为 21.1 kW;补气支路电子膨胀阀选用通径为 1.8 mm,R410A 名

义容量为 8.4 kW;中间换热器选用板式换热器,尺寸为 207 mm×77 mm×150 mm,传热面积约为 0.75 $m^2$。

## 3 实验分析

根据设计的实验流程搭建实验台,实验在标准焓差实验室内进行,并由实验工况(表 1)选择压缩机为排量 80 $cm^3/r$ 的卧式变频压缩机一台,转速范围 30~90 r/s,适用工质为 R410A,板式换热器选择 C17L-EZ-80 型号板式换热器,尺寸为 178 mm×95 mm×101.7 mm,传热面积约为 1.13 $m^2$。实验所使用的焓差实验室按照《汽车空调制冷装置性能要求》《汽车采暖性能要求和实验方法》《汽车用空调器》《汽车用空调器》等国家对汽车空调行业内标准的相应要求与规定建造。

设计的电动客车用余热回收的喷射补气式热泵空调机组整体置于焓差实验室的车外环境室,在热泵机组车外侧风机的驱动下车外环境室的空气直接与车外换热器进行换热,车内环境室的空气则通过风道引入车外侧的受风箱,再进入热泵机组的车内换热器进行换热。余热源在实验中采用电加热器来模拟,电加热器的输入电源为电压可调的直流电源,输出功率模拟预热量,余热换热器实际对应换热量在 0.9~2.0 kW 之间。

### 3.1 车外环境温度对制热量的影响

研究车外环境对制热量的影响时,车内环境设置为 20 ℃,将系统通过阀的切换形成单级压缩循环和准二级压缩循环两种形式,分别进行实验测试,此时两系统均未加载余热量。图 9 所示为车外环境温度对系统制热量的影响。由图 9 可知,随着环境温度的下降,两个系统的制热量均在衰减,不带补气的系统制热量衰减达到 44.4%,带补气的系统衰减达到 42.2%。这是由于压缩机吸气比容随着环境温度的下降而降低,导致压缩机的吸气流量减少;由于准二级压缩系统增设了补气支路,因此带补气系统的制热量明显高于不带补气的系统。当车外环境温度为 -10 ℃时,制热量达到 20.1 kW,相比于单级压缩系统制热量提高 12.1%;当车外环境温度为 -20 ℃时,带补气系统的制热量增加更显著,相比于单级压缩系统制热量提高了 28.3%。因此,增设补气支路能显著改善客车空调的冬季制热能力。

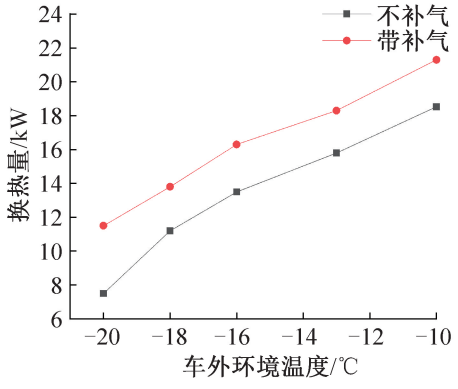



**图 9 车外环境温度对制热量的影响**

**Fig.9 Influence of external environment temperature on heating capacity**

### 3.2 余热量对制热性能的影响

#### 3.2.1 车外环境温度为-10 ℃时的制热能力

实验研究车外环境温度为 -10 ℃与 -20 ℃两种工况余热量对系统制热性能的影响。

图 10 所示为车外环境温度为 -10 ℃时不同余热量系统制热性能对比。由图 10 可知,带余热回收的循环系统的制热效果优于无余热量的准二级压缩系统,这是由于准二级压缩循环系统的补气支路增加了制冷剂流量,且带余热回收的循环系统制热量增加更显著,与无余热回收的准二级压缩系统相比,余热量为 0.9 kW 的余热循环系统的制热量提高 9.71%,COP 提升 2.46%;余热量为 1.2 kW 的循环系统制热量提高 21.89%,COP 提升 4.43%;余热量为 1.8 kW 的循环系统制热量提高 28.55%,COP 提升 5.91%。

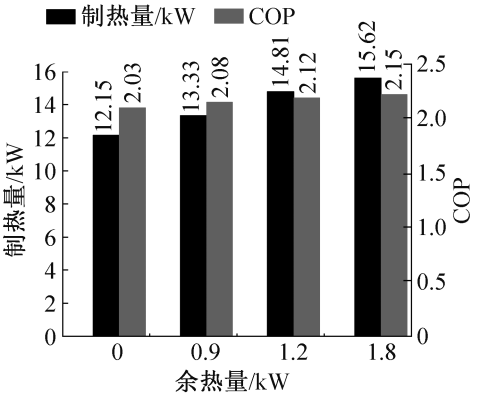



**图 10 车外环境温度为-10 ℃时不同余热量系统制热性能对比**

**Fig.10 Comparison of heating performance of different waste heat systems at -10 ℃ of ambient temperature outside the bus**

#### 3.2.2 车外环境温度为-20 ℃时的制热能力

图 11 所示为车外环境温度为 -20 ℃时余热回收的循环系统、准二级压缩循环系统在余热量分别为 0.9、1.2、1.8 kW 条件下的系统制热性能对比。与无余热量的准二级压缩系统相比,余热量为 0.9 kW 时系统制热量提高 13.23%,COP 提升 1.17%;余热量为 1.2 kW 时系统制热量提高 25.05%,COP 提升

4.68%;余热量为 1.8 kW 时系统制热量提高 33.15%,COP 提升 9.94%。与-10 ℃车外环境温度相比,-20 ℃车外环境温度时有余热利用的系统制热性能提升效果更好。

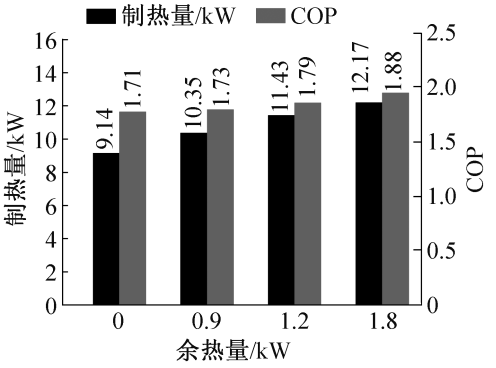



**图 11 车外环境温度-20 ℃下不同余热量系统制热性能对比**

**Fig.11 Comparison of heating performance of different waste heat systems at -20 ℃ ambient temperature**

### 3.3 额定制冷工况下不同电池散热量对制冷性能的影响

实验研究了在不同电池散热量下系统制冷量与 COP 的变化,并与无电池散热量的单级压缩系统进行对比,在实验过程中提供给系统的电池散热量分别为 1.0 kW 和 2.0 kW。

在额定制冷工况下,系统提供给车室空调的制冷量与电池冷却的制冷量构成系统的总制冷量,因此在制冷工况下,系统能效比 COP(coefficient of performance)为总制冷量与压缩机功率的比值。

图 12 所示为额定制冷工况下不同电池散热量时

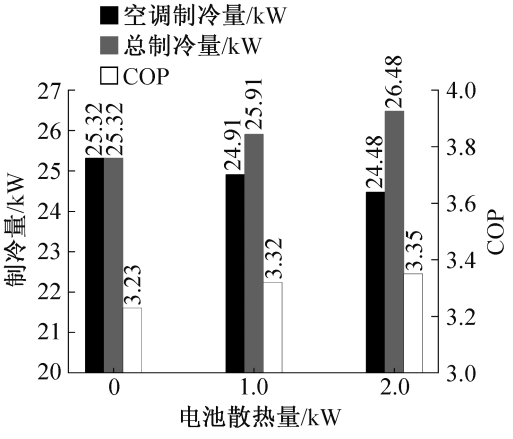



**图 12 额定制冷工况下不同电池散热量时系统制冷性能对比**

**Fig.12 Comparison of refrigeration performance of different battery cooling capacity systems under rated refrigeration conditions**

系统制冷性能对比。相比于无电池冷却的单级压缩循环系统,1.0 kW 电池冷却条件下,空调制冷量为 24.91 kW,降低 0.41 kW,系统总制冷量为 25.91 kW,提升 2.33%,COP 提升 2.78%;2.0 kW 电池冷却条件下,空调制冷量为 24.48 kW,降低 0.84 kW,系统总的制冷量为 26.48 kW,提升 4.58%,COP 提升 3.72%。

## 4 结论

本文针对电动客车热泵空调系统在低温工况下制热量衰减的情况,对车内外换热器进行模拟优化设计,增设喷射补气支路,研发出基于喷射补气的余热回收型热泵空调系统,并进行了性能实验,得到如下结论:

1)车外环境温度为-10~-20 ℃工况下,在无余热量利用时,相比于单级压缩系统,车外环境温度越低,准二级压缩系统的制热量衰减越小。单级压缩系统和准二级压缩系统在-10~-20 ℃环境温度下的制热量分别降低 44.4%和 42.2%,且在环境温度为-20 ℃时,相比于单级压缩系统,准二级压缩系统制热量提高 28.3%,因此带补气的准二级压缩系统更能在环境温度较低时提供较高的制热量,环境温度越低制热性能提升越显著。

2)利用电加热模拟系统余热量,对比车外环境温度分别为-10 ℃和-20 ℃下不同系统的换热性能,结果显示:带余热的循环系统制热性能优于不带余热的准二级循环系统,且随着余热量的增大,制热量与 COP 也会得到提升,并且随着环境温度的降低,余热量对制热性能的提升效果越显著,在-20 ℃环境温度下,余热量为 1.8 kW 时系统制热量提高 33.15%,COP 提升 9.94%。

3)利用电加热模拟实际工作环境中的电池散热量,在额定制冷工况下,随着电池散热量增大,供给车室空调的制冷量有一定的衰减,相比于无电池冷却的单级压缩系统额定制冷工况,2.0 kW 电池冷却条件下,空调制冷量降低 0.84 kW。但系统总制冷量和能效有一定的提升,相同条件下系统总制冷量提升 4.58%,COP 提升 3.72%。

4)在实际工程应用中,电动客车的优化还需考虑工况变化时的变工况调节能力、系统动态响应能力等实际情况。

**参考文献**

[1] 陈江平. 国外汽车空调系统技术发展趋势[J]. 制冷学报, 2002, 23(4): 30-33. (CHEN Jiangping. Technique

development tendency of the international automotive air-conditioning system[J]. Journal of Refrigeration, 2002, 23(4): 30-33.)

[2] 张文嵘, 刘丽娜, 钱程, 等. 热泵型纯电动汽车空调系统特性[J]. 制冷学报, 2018, 39(6): 109-114. (ZHANG Wenrong, LIU Lina, QIAN Cheng, et al. Performance of heat pump air-conditioning system for pure electric vehicle[J]. Journal of Refrigeration, 2018, 39(6): 109-114.)

[3] 李万勇, 刘雨声, 施骏业, 等. 电动汽车热泵空调系统低温制热性能及优化[J]. 制冷学报, 2020, 41(6): 31-39. (LI Wanyong, LIU Yusheng, SHI Junye, et al. Low-temperature heating performance and optimization of electric vehicle heat pump air-conditioning system[J]. Journal of Refrigeration, 2020, 41(6): 31-39.)

[4] YUAN Xueliang, LIU Xin, ZUO Jian. The development of new energy vehicles for a sustainable future: a review[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2015, 42: 298-305.

[5] 李海军, 苏之勇, 刘磊, 等. 中压补气型纯电动客车热泵空调系统性能试验研究[J]. 流体机械, 2019, 47(11): 60-65. (LI Haijun, SU Zhiyong, LIU Lei, et al. Experimental study on performance of heat pump air conditioning system for medium pressure vapor injection supplementary pure electric bus[J]. Fluid Machinery, 2019, 47(11): 60-65.)

[6] 张东京. 纯电动客车超低温热泵型空调系统结融霜特性研究[D]. 郑州: 中原工学院, 2019. (ZHANG Dongjing. Study on frosting characteristics of ultra-low temperature heat pump air conditioning system for pure electric bus[D]. Zhengzhou: Zhongyuan University of Technology, 2019.)

[7] 陈浩. 大型电动客车热泵空调系统设计与实验研究[D]. 郑州: 中原工学院, 2016. (CHEN Hao. Performance evaluation and design of heat pump air conditioning for electric bus[D]. Zhengzhou: Zhongyuan University of Technology, 2016.)

[8] 周光辉, 禹佩利, 李海军, 等. 带经济器的热泵型纯电动客车空调系统结霜特性研究[J]. 低温与超导, 2019, 47(8): 75-79. (ZHOU Guanghui, YU Peili, LI Haijun, et al. Study on frosting performance of heat pump air conditioning system with economizer for only electric-driven vehicle[J]. Cryogenics & Superconductivity, 2019, 47(8): 75-79.)

[9] 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.

[10] HAN Xinxin, ZOU Huiming, XU Hongbo, et al. Experimental study on vapor injection air source heat pump with internal heat exchanger for electric bus[J]. Energy Procedia, 2019, 158: 4147-4153.

[11] HAN Xinxin, ZOU Huiming, WU Jiang, et al. Investigation on the heating performance of the heat pump with waste heat recovery for the electric bus[J]. Renewable Energy, 2020, 152: 835-848.

[12] 吴业正. 小型制冷装置设计指导[M]. 北京: 机械工业出版社, 1998. (WU Yezheng. Design guide of small refrigeration device[M]. Beijing: China Machine Press, 1998.)

[13] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 4 版. 北京: 高等教育出版社, 2006. (YANG Shiming, TAO Wenquan. Heat transfer[M]. 4th ed. Beijing: Higher Education Press, 2006.)

[14] 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.

[15] GUNGOR K E, WINTERTON R H S. A general correlation for flow boiling in tubes and annuli[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1986, 29(3): 351-358.

[16] HAN Xinxin, ZOU Huiming, TIAN Changqing, et al. Numerical study on the heating performance of a novel integrated thermal management system for the electric bus[J]. Energy, 2019, 186: 115812.

**通信作者简介**

邹慧明, 女, 研究员, 中国科学院理化技术研究所, 010-82543697, E-mail: zouhuiming@mail.ipc.ac.cn。研究方向: 新型压缩机及热系统。

**About the corresponding author**

Zou Huiming, female, professor, Technical Institute of Physics and Chemistry, CAS, +86 10-82543697, E-mail: zouhuiming@mail.ipc.ac.cn. Research fields: new compressor and thermal system.