

DOI: 10.11949/0438-1157.

储热型热气旁通除霜循环参数与性能优化研究

鲁思芸¹, 刘占斌^{1,3}, 李明佳², 李梦杰^{1,3}

(¹ 西安交通大学能源与动力工程学院, 陕西 西安 710049; ² 北京理工大学非硅微纳制造工业和信息化部重点实验室, 北京 100081; ³ 西安交通大学国家储能技术产教融合创新平台(中心), 陕西 西安 710049)

摘要: 制冷系统用除霜技术中电加热直接除霜能耗过高, 常规热气除霜在低环境温度下供热不足。故以风冷冰箱为对象探索新型高效热气旁通除霜技术, 通过建立制冷与旁通除霜循环热力学模型, 研究了不同热气旁通循环的除霜性能, 提出了更优的热辅助旁通除霜循环。结果表明: 在不同环境温度下, 通过优化匹配压缩机转速与旁通气体热补偿可有效降低能耗。当除霜时间为 30 min、环境温度为 16 °C 时, 储热辅助压缩机出口热气旁通除霜循环的除霜性能系数较其他热气旁通除霜循环可提高 67.1%~124.6%, 即除霜能耗降低了 40.2%~55.5%。同时, 当环境温度为 32 °C 时, 该循环仍可实现良好的除霜与节能效果。该研究结果为储热型热气旁通除霜循环的优化设计提供了依据, 具有重要的工程应用价值。

关键词: 热力学; 模型; 优化设计; 除霜; 节能; 相变材料

中图分类号: TB 657.4

文献标志码: A

文章编号: 0438-1157 (XXXX) XX-0001-11

Research on cycle parameters and performance optimization of thermal storage assisted hot gas bypass defrosting

LU Siyun¹, LIU Zhanbin^{1,3}, LI Mingjia², LI Mengjie^{1,3}

(¹ School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, Shaanxi, China; ² Non-silicon Micro-nano Manufacturing Key Laboratory of the Ministry of Industry and Information Technology, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China; ³ National Innovation Platform (Center) for Industry-Education Integration of Energy Storage Method, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, Shaanxi, China)

Abstract: Among defrosting techniques for refrigeration systems, electric heating direct defrosting consumes excessive energy, while conventional hot gas bypass defrosting suffers from insufficient heating supply at low ambient temperatures, leading to deteriorated system performance and reduced energy efficiency. This study develops thermodynamic models for different hot gas bypass defrosting cycles for refrigerators. The reliability of the model parameter settings is verified through whole-machine refrigerator experiments. The defrosting performances of the basic compressor outlet hot gas bypass defrosting (BCOMP_HGBD) and basic condenser outlet hot gas bypass defrosting (BCOND_HGBD) cycles are compared under ambient temperatures of 16 °C and 32 °C, with compressor speeds ranging from 1200 to 4500 rpm. Their limitations, specifically the insufficient defrosting heat at low ambient temperatures, are analyzed. Based on these findings, two configurations are proposed: electric

收稿日期: 2026-04-22 修回日期: 2026-06-23

通信作者: 刘占斌(1982—), 男, 博士, 正高级工程师, zhanbinliu@xjtu.edu.cn

第一作者: 鲁思芸(2001—), 女, 博士研究生, siyunlu@xjtu.edu.cn

基金项目: 国家重点研发计划项目(2023YFB2406500); 国家自然科学基金项目(52293413)

引用本文: 鲁思芸, 刘占斌, 李明佳, 李梦杰. 储热型热气旁通除霜循环参数与性能优化研究[J]. 化工学报, XXXX, XX(X): 1–11

Citation: LU Siyun, LIU Zhanbin, LI Mingjia, LI Mengjie. Research on cycle parameters and performance optimization of thermal storage assisted hot gas bypass defrosting[J]. CIESC Journal, XXXX, XX(X): 1–11

auxiliary condenser outlet hot gas bypass defrosting (ECOND_HGBD) and thermal storage assisted compressor outlet hot gas bypass defrosting (TCOMP_HGBD). Their application strategies and defrosting performance are evaluated by optimizing the matching between compressor speed and bypass gas thermal compensation. The results show that the TCOMP_HGBD cycle with C18 paraffin delivers the best performance. Under a 30-minute defrosting limit at 16 °C, its coefficient of defrosting performance is 67.1~124.6% higher than that of other HGBD cycles, corresponding to a 40.2~55.5% reduction in energy consumption. The findings provide a basis for the optimal design of thermal storage hot gas bypass defrosting cycles and hold significant value for engineering applications.

Keywords: thermodynamics; model; optimal design; defrosting; energy conservation; phase change material

引 言

热泵/制冷系统中,当内部蒸发器冷却来流湿空气,且空气温度低于露点及水的三相点温度时,蒸发器表面会发生结霜现象,当霜层增厚至一定程度时会严重堵塞空气流动、蒸发器换热能力会大幅下降,影响制热/制冷能力^[1]。因此实现制冷系统蒸发器表面高效除霜对提升其综合性能具有重要意义。

以风冷冰箱为例,目前其多采用电加热直接除霜的方式,电加热丝通电发热融化霜层的同时大量热量会传递至储物箱室,造成箱温上升^[2],影响储物功能且后续制冷用时延长。另外电加热丝消耗能量较多,除霜能效低^[3],因此国内外研究学者对其开展了改进研究。Zhao等^[4]及Zhang等^[5]分别从时间及空间分布上调节电加热功率,前者能耗降低27.1%,除霜时间及箱温基本不变;后者除霜效率约0.4,提高10.7%,时间缩短15 min,然而电加热直接除霜法热量耗散仍较为严重。相比之下热气除霜技术热量从盘管由内而外传递,热量泄漏低,更加节能,且热气温度较低,对箱室环境影响小。

常见的热气除霜技术包括逆循环除霜及热气旁通除霜,其中逆循环除霜技术多用于热泵系统^[6,7]。郭等^[8]结合数据驱动模型提出一种自适应除霜控制方法,使整个供暖季的热量损失和功耗损失分别降低1775 MJ和1829 MJ;为进一步增加除霜热量来源,Xu等^[9]为空气源热泵系统配置了储能单元,并通过实验测试发现其除霜效率可提升至64.8%,且除霜周期缩短43.9%。然而逆循环除霜会造成较大的室内温度波动,因此Xi等^[10]提出了一种针对热泵热气旁通除霜系统的智能控制策略,相对于逆循环除霜室内空气温度波动降低了84%,能效提升了4.1%。Essadik等^[11]则储存冷凝器出口制冷剂余热,并设计了相应的多阀柔性热泵系统,仿真结果表明该系统相比于逆循环系统可节省10.8%~13.2%的

压缩机功率。另外逆循环使用的四通阀一般适用于大流量系统且成本较高,故在冰箱热气除霜的相关研究一般不考虑逆循环除霜方式,而多探究热气旁通除霜。压缩机余热回收是能量梯级利用中常用的一种手段^[12],Liu等^[13]开发了一种使用压缩机壳体储热的家用冰箱旁路循环除霜系统,并在25 °C环温下测试发现,相对于电加热除霜其除霜时间减少65~77%,能耗降低了89~92%。然而针对冰箱的热气旁通除霜方法存在低环温下除霜热量不足、结构复杂等原因仍未得到大量应用。为此,Li等^[14]于热气旁路回路加设80 W辅助加热器,制冷剂经过压缩、节流、加热后通入蒸发器除霜。实验结果表明该方式在环温32 °C的除霜效率为0.8,环温20 °C时35 min内可融化所有霜冻。上述文献从系统改型、热补偿等方面研究蒸发器除霜的高效节能方式,但目前在低环温下针对冰箱的热气旁通除霜方法的相关研究仍较为缺乏。

本文搭建风冷冰箱制冷模式及旁通除霜模式的系统热力学模型,对比压缩机出口旁通除霜、冷凝器出口旁通除霜、电辅助冷凝器出口旁通除霜、储热辅助压缩机出口旁通除霜多种热气除霜方式的节能效果,重点探究其在低环温下的限时除霜性能,为热气旁通除霜技术在制冷系统中的应用提供参考。

1 系统模型建立

1.1 系统及模型描述

本文以某650 L风冷冰箱为研究对象,其制冷系统如图1所示,系统采用串并联方式^[15]。

当冷藏功能启动时,制冷剂由冷藏毛细管所在支路依次流经冷藏蒸发器、冷冻蒸发器;当冷藏室冷却至设定温度时三通阀切换,制冷剂直接由冷冻毛细管所在支路流至冷冻蒸发器;当冷藏室及冷冻室温度都低于各自设定温度时,压缩机停机直至箱

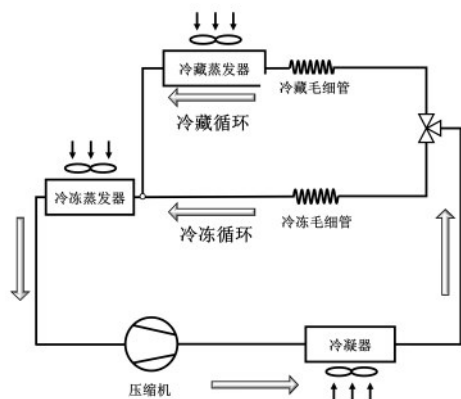


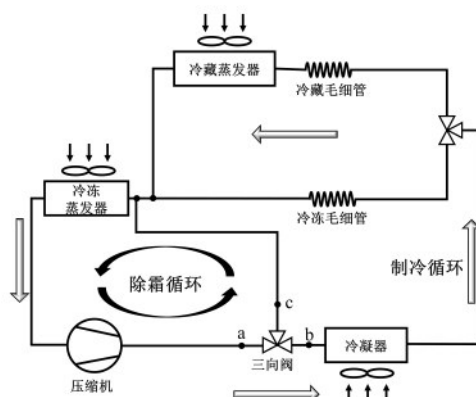
图1 风冷冰箱串并联循环系统示意图

Fig. 1 Air-cooled refrigerator series-parallel circulation system diagram

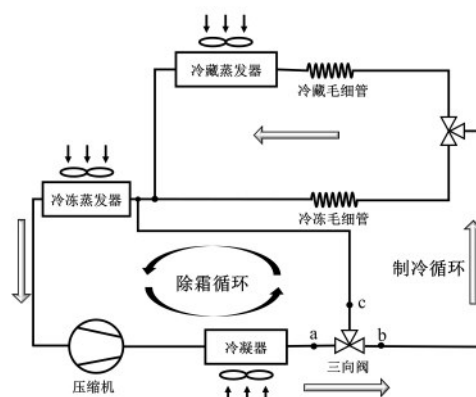
室温度回升,再次启动制冷循环。当压缩机运行时长及开门时间换算的总计时达一定值时压缩机停机,启动电加热进行除霜^[16]。

由于冷藏蒸发器除霜负荷较小,热气旁通除霜研究仅针对冷冻蒸发器展开。首先研究了两种基本构型的除霜性能,即在压缩机出口和冷凝器出口引入旁通支路,使制冷剂能够直接输送至冷冻蒸发器进行除霜的热气旁通除霜系统,分别称为基础压缩机出口热气旁通除霜(BCOMP_HGBD)系统,基础冷凝器出口热气旁通除霜(BCOND_HGBD)系统,其示意图分别如图2(a)、(b)所示。然而,研究发现,在低环境温度下,上述两种系统均存在除霜热量不足的问题,详见第2.1节的讨论。

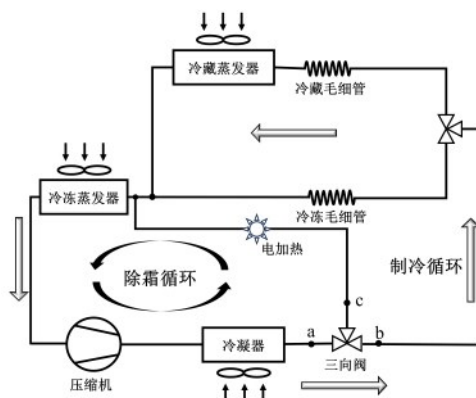
为此,本文进一步探究了热辅助方法,包括电辅助冷凝器出口旁通除霜(ECOND_HGBD),如图2(c)所示,即在BCOND_HGBD系统的旁通管路上增设电加热器进行加热;以及储热辅助压缩机出口旁通除霜(TCOMP_HGBD)。以TCOMP_HGBD系统为例,如图2(d)所示,在制冷循环过程中,旁通管路上的三通阀连通a、b两点,部分压缩机排气热量被储热材料吸收,其余部件的工作方式与原始系统完全相同,冷藏、冷冻时间分别设定为0.5 h、1 h。当需要除霜时,三通阀切换,连通a、c两点。低温制冷剂经压缩后被输送至储热单元,在吸收热量后温度进一步升高,随后,高温制冷剂在冷冻蒸发器中放热,当蒸发器出口温度超过3℃时,除霜过程终止。



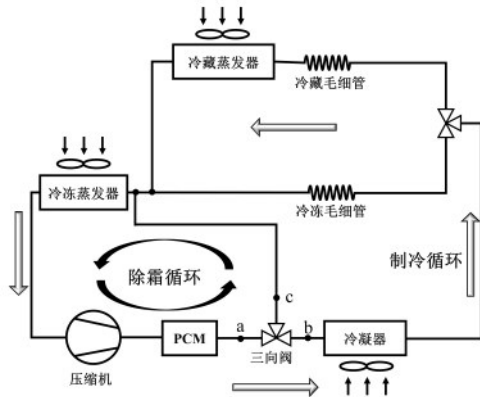
(a) BCOMP_HGBD 系统



(b) BCOND_HGBD 系统



(c) ECOND_HGBD 系统



(d) TCOMP_HGBD 系统

图2 热气旁通除霜系统示意图

Fig. 2 Schematic diagram of HGBD system

1.2 数学模型

1.2.1 压缩机 压缩机为全封闭活塞压缩机,气缸容积为 11.1 cm^3 ,转速范围为 $1200 \sim 4500 \text{ rpm}$,适配制冷剂 R600a。制冷剂质量流量由公式(1)获得:

$$\dot{m}_r = \frac{\eta_v \rho_s N V_{\text{comp}}}{60} \quad (1)$$

压缩机进出口的制冷剂比焓增值如下:

$$\Delta H = H_d - H_s = \frac{H_{d, \text{is}} - H_s}{\eta_{\text{is}}} \quad (2)$$

1.2.2 制冷阶段蒸发器 冷藏蒸发器和冷冻蒸发器均采用全铝翅片管式换热器结构,翅片采用非均匀排布方式,即迎风侧翅片间距较大,而背风侧翅片布置较为密集,最小翅片节距均为 5 mm 。其他几何参数见表 1。制冷运行时,冷藏蒸发器及冷冻蒸发器制冷剂侧质量、能量守恒方程分别为:

$$d\dot{m}_r = d(\rho_r A_{c,r} u_r) = 0 \quad (3)$$

$$\frac{dH}{dA_{w,i}} = \frac{h_r}{\dot{m}_r} (T_{w,i} - T_r) \quad (4)$$

式中, h_r 指制冷剂侧传热系数,单相时使用 Gnielinski 关联式^[17]计算,两相使用 VDI 关联式^[18]计算。

风侧忽略压降变化,质量、能量守恒方程如下:

$$d\dot{m} = d(\rho_a A_{c,a} u_a) = 0 \quad (5)$$

$$\frac{dT_a}{dA_{w,o}} = \frac{\eta_{\text{total}} h_a}{c_{p,a} \dot{m}_a} (T_{w,o} - T_a) \quad (6)$$

$$\eta_{\text{total}} = \frac{A_1 + \eta_{\text{fin}} A_{\text{fin}}}{A_{\text{fin}} + A_1} \quad (7)$$

$$h_a = 0.424 Re^{0.451} Pr^{0.3} \frac{\lambda_a}{D_{h,a}} \quad (8)$$

1.2.3 除霜阶段蒸发器 热气旁通除霜时,冷冻蒸发器模型设定换热器 24 根管上各附着 10 g 霜,其熔点及固态热物性参数按照水物性设置,即熔点设为

表 1 蒸发器的几何参数

Table 1 Geometric parameters of evaporators

几何参数	冷藏蒸发器	冷冻蒸发器
管排数	7	8
管列数	2	3
管长度/mm	225	458
管外径/mm	8	8
管内径/mm	6.77	6
翅片高度/mm	17.5	25
翅片长度/mm	25	19
翅片厚度/mm	0.2	0.2

0°C ,潜热为 334 kJ/kg 。当整体温度大于 0°C ,固相质量分数等于 0,此时冰全部融化为水并滑落,盘管表面区域主要为空气,故使用空气物性参数替代冰^[19-20],具体物性参数见表 2。

表 2 霜层热容元件物性参数

Table 2 Thermophysical parameters of frost layer

温度范围	参数	数值
温度小于 0°C	密度/(kg/m^3)	917
	比热容/($\text{J/(kg}\cdot\text{K)}$)	2097
	导热系数/($\text{W/(m}\cdot\text{K)}$)	2.1
温度大于 0°C	密度/(kg/m^3)	1.2
	比热容/($\text{J/(kg}\cdot\text{K)}$)	1009
	导热系数/($\text{W/(m}\cdot\text{K)}$)	0.024

对于霜层和储热材料,其能量守恒方程如下所示:

$$c_p m \frac{dT}{dt} = Q_r - m \cdot i_{sl} \cdot \frac{d\beta}{dt} \quad (9)$$

β 为液化质量分数,对于全固体: $\beta=0$,全液体:

$\beta=1$ 。

1.2.4 冷凝器 冷凝器采用三角波纹翅片的蛇形通道式板翅式换热器,翅片深度及翅片间距分别为 25.4 mm 和 6 mm ;板间距和板高分别为 8.1 mm 和 2 mm 。其控制方程与蒸发器相同,但翅片类型及传热系数关联式不同,制冷剂侧两相传热系数用 Shah 关联式^[21]计算,空气侧传热关联式如式(10):

$$h_a = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3} \frac{\lambda_a}{D_{h,a}} \quad (10)$$

1.2.5 毛细管 冷藏毛细管长度为 4.15 m ,内径为 0.774 mm ;冷冻毛细管长度为 2.9 m ,内径为 0.677 mm 。计算过程中假设毛细管内的节流过程为等焓节流过程,主要涉及压降计算:

$$\Delta p = \frac{G^2}{\rho_r} \left[\left(\frac{f}{2D_h} \right) \Delta L + \frac{\rho_{\text{in}} - \rho_{\text{out}}}{\rho_r} \right] \quad (11)$$

两相流工况时,摩擦因子 f 使用Mac Adams关联式^[22]进行计算,单相使用Churchill关联式^[23]。该方法同时用于蒸发器及冷凝器制冷剂侧的压降计算。

1.3 模型验证

为了验证模型结果的准确性,在受控环境条件下(环境温度25℃)对冰箱的制冷过程进行了实验测试。冷藏室和冷冻室的温度分别控制在5℃和-20℃。在蒸发器、冷凝器和压缩机的进出口处安装T型热电偶(精度±0.2℃),监测制冷剂的温度。将实验数据与制冷模型的仿真结果进行对比,如图3所示。结果表明,稳定状态下关键测点的温度实测值与仿真结果吻合良好,具有较好的一致性。最大偏差出现在压缩机出口处,其相对误差约为6.28%。

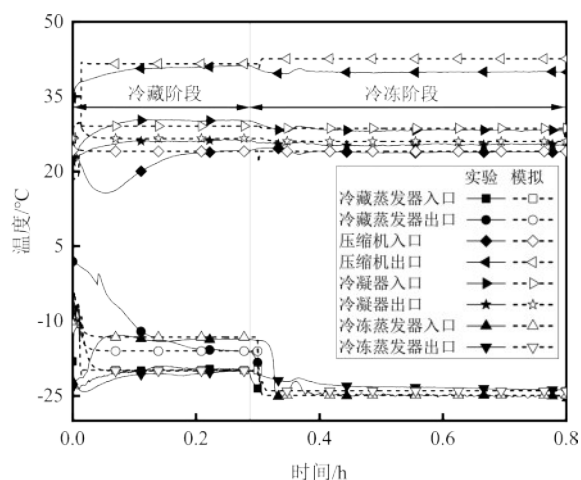


图3 仿真结果与实验结果对比图

Fig. 3 Comparison of simulation results and experimental results

2 结果与讨论

利用仿真模型对不同热气旁通除霜系统的性能进行了研究,其中,压缩机转速为1200~4500 rpm,环境温度为16、32℃。

除霜时间是衡量化霜速率的主要指标,行业通常要求在30min内完成除霜。节能效果通过单位时间能耗及除霜性能系数(COP_{df})来评价,其中能耗包括压缩机耗功和电加热元件的能耗。 COP_{df} 定义为实际除霜热量与总能耗的比值^[24]。与评估热量有效利用率的除霜效率^[7,25]不同, COP_{df} 主要反映整体的能量输入输出比。在忽略电加热器和制冷剂沿管路的热损失下, COP_{df} 始终大于1。由于除霜负荷确定后实际除霜热量基本不变,因此 COP_{df} 越高意味

着总能耗越低。

$$COP_{df} = \frac{E_f}{W_{comp} + W_{aux}} \quad (12)$$

$$E_f = W_{comp} + W_{aux} + E_a + E_{pcm} \quad (13)$$

$$W_{comp} = \int_{t_0}^{t_d} P_{comp} dt \quad (14)$$

$$W_{aux} = \int_{t_0}^{t_d} P_{aux} dt \quad (15)$$

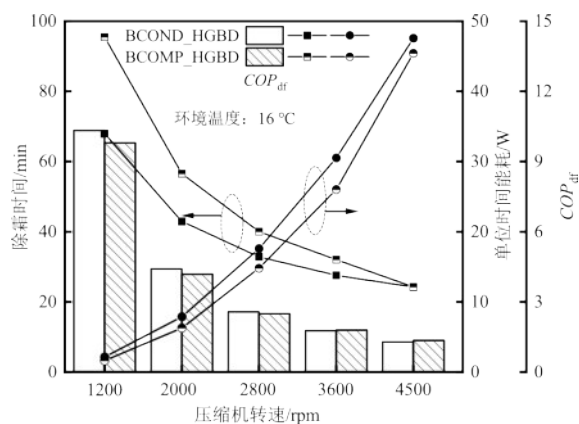
2.1 对比旁通除霜系统的性能概述

2.1.1 基础热气旁通除霜方法 根据国家标准^[26]的规定,能耗试验的环境温度为16℃和32℃。因此,在此特定工况下,对两种基础热气旁通除霜系统性能进行对比研究。

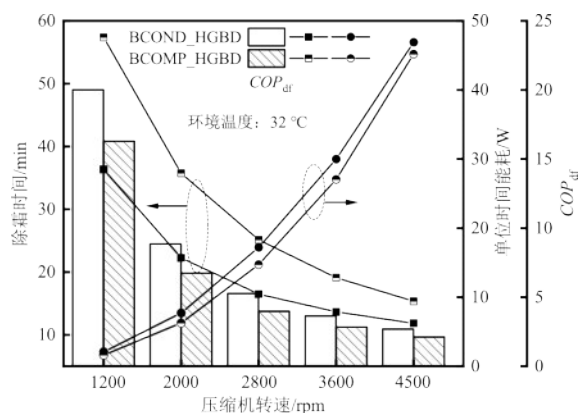
如图4所示,提高压缩机转速或环境温度均可加快除霜进程,但提高转速会导致单位时间内的除霜能耗增加,从而降低除霜性能系数。这是因为随着转速提高,压缩机耗功因质量流量与压比的增加而显著上升,同时排气温度升高使制冷剂与环境的传热温差减小,环境侧可提供的被动除霜热量下降,导致 COP_{df} 明显下降。在不同环境温度和压缩机转速下,BCOND_HGBD系统的除霜速度始终大于BCOMP_HGBD系统。这是由于在无节流装置的旁通除霜回路中,BCOMP_HGBD系统在16℃及32℃环温下在全转速范围内的排气温度分别介于11.46~13.23℃及19.31~21.01℃。可见压缩机排气温度低于环境温度,制冷剂流经冷凝器时仍能从环境吸热,故与BCOND_HGBD相比,BCOMP_HGBD的循环提供的除霜热量相对较小,除霜时间延长了0.07~27.5 min,这一差距随压缩机转速的提高而减小。

此外,由于BCOND_HGBD方法具有更高的流动阻力,其单位时间能耗相比BCOMP_HGBD方法增加了3%~30%。BCOND_HGBD的 COP_{df} 随转速增大而降低的幅度大于BCOMP_HGBD,且该现象在低环温时更加明显,这归因于随着转速上升,BCOND_HGBD系统的压缩机功耗增幅更大,而低环境温度下有限的传热温差使BCOND_HGBD系统的被动热量占比下降更为显著,从而导致 COP_{df} 降幅加剧。具体而言,环温16℃、低转速下,BCOND_HGBD的 COP_{df} 最高可提升5.4%,然而当转速高于3600 rpm,其 COP_{df} 开始低于BCOMP_HGBD系统,最多降低了4.6%;环温32℃下BCOND_HGBD的 COP_{df} 比BCOMP_HGBD高22.8%~32.1%。若限定30 min内完成除霜,环温16℃下BCOND_

HGBD系统及BCOMP_HGBD系统的压缩机转速需分别达到3600 rpm与4000 rpm,对应 COP_{df} 分别为1.77与1.58;环温32℃下压缩机转速则需分别达到1700 rpm与2500 rpm,对应 COP_{df} 分别为13.04及5.03,故BCOND_HGBD综合性能更优。



(a) 环境温度: 16℃



(b) 环境温度: 32℃

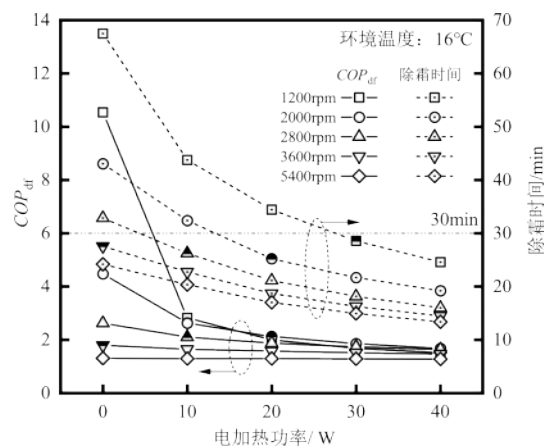
图4 旁通位置对除霜性能的影响

Fig. 4 Effect of bypass position on defrosting performance

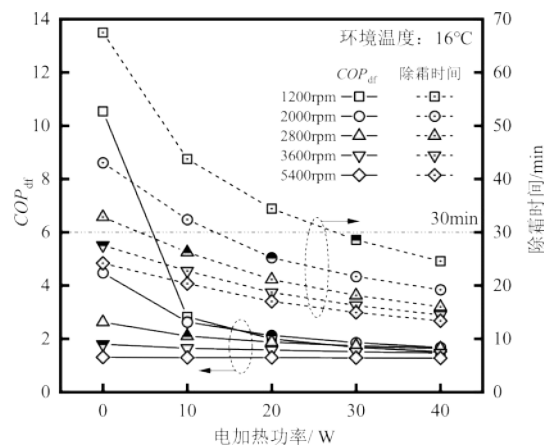
由上述分析可知,基础旁通方法在低环境温度下若限定除霜时间为30 min内,则所需压缩机转速偏高, COP_{df} 偏低。为解决低环温下除霜速度与除霜性能系数难以同时兼顾的问题,本文提出耦合电加热的冷凝器出口旁通与耦合相变材料的压缩机出口旁通除霜方法,并探究其除霜综合性能。

2.1.2 电辅助冷凝器出口旁通除霜 为确定电加热启动环温及功率,研究不同环温下加热功率及转速对ECOND_HGBD除霜性能的影响,结果见图5。在环温16℃时,其除霜时间较BCOND_HGBD方法(电加热功率为0 W)显著缩短,使用10 W电加热器时减少了3.82至24.17 min。这是因为电加热提高了进入冷冻蒸发器的旁通制冷剂的温度与焓值。

随着压缩机转速的提高,压缩过程带来的温升逐渐占主导地位,辅助电加热的相对贡献随之减小,因此两种方法在除霜时间上的差异逐渐缩小。 COP_{df} 随转速、加热功率的增大而减小,图5中半实心的点对应满足30 min内除霜且 COP_{df} 较高的方法,环温16℃时功率10 W、转速2800 rpm工况与功率20 W、转速2000 rpm工况的 COP_{df} 更优,其除霜时间分别为25.20 min、26.25 min, COP_{df} 分别为2.13、2.10,比无电加热、转速3600 rpm工况分别提高了16.8%、15.1%。这表明,在冷凝器出口引入功率适宜的电加热器,有助于在限定时间的除霜工况中提升节能效果。当环温为18℃时,即使无电加热也能在转速2800 rpm时满足除霜需求且比其他方法节能,因此以环温18℃为电加热启动温度,当环温高于18℃关闭电加热功能,低于18℃启动10 W电加热功能较宜。可见,通过控制电加热器的功率及启动环温能实现限定时间内的高效节能除霜。



(a) 环境温度: 16℃



(b) 环境温度: 18℃

图5 电加热器功率对除霜性能的影响

Fig. 5 Effect of electric heater power on defrosting performance

2.2 储热辅助压缩机出口旁通除霜

2.2.1 相变材料熔点对除霜性能的影响
TCOMP_HGBD系统中以储能密度更大的相变材料(PCM)作为储热材料,其选择依据压缩机排气温度确定。当环境温度为16℃和32℃时,制冷与除霜

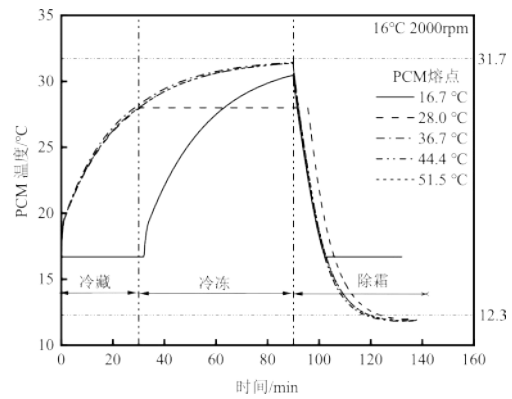
过程中压缩机排气温度的变化范围介于20℃至70℃之间,与碳原子数范围为C16至C24的石蜡的熔点契合^[27],因此选择石蜡为储热材料,其物性参数见表3。PCM质量由除霜负荷及石蜡潜热初步估算统一设定为350g。

表3 石蜡物性参数
Table 3 Physical parameters of paraffin

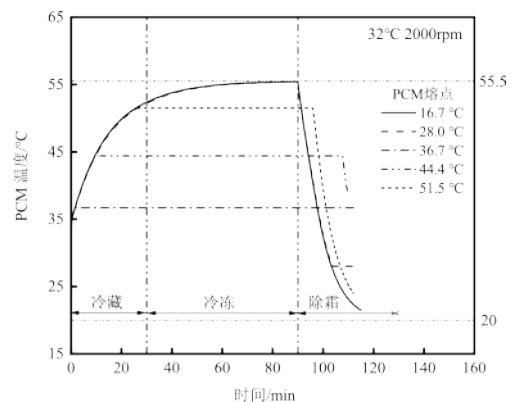
碳原子数	熔点/℃	潜热/(kJ/kg)	密度/(kg/m ³)	比热容/(kJ/(kg·K))	导热系数/(W/(m·K))
16	16.7	237	776	2.11	15.1
18	28.0	243	778	2.16	15.1
20	36.7	247	778	2.00	15.1
22	44.4	249	780	2.12	15.1
24	51.5	253	780	2.12	15.1

如图6所示,在环境温度为16℃,转速2000 rpm时制冷阶段及除霜阶段的压缩机排气温度分别为31.7℃、12.3℃;环境温度为32℃,转速2000 rpm时制冷阶段及除霜阶段的压缩机排气温度分别为55.5℃、20℃。在制冷阶段,PCM吸收压机排气热量,若熔点低于压机排气温度,其温度由室温上升至熔点,热量以潜热方式储存,当储存热量超过相变潜热时温度继续上升,此时热量以显热方式储存,直至达到排气温度或者制冷阶段结束^[28]。若熔点高于压机排气温度,储热材料温度将逐步上升至排气温度,两者达到热平衡后温度将基本不变,这一过程中储热材料仅储存显热。除霜阶段,储热材料温度由制冷阶段结束时的温度为起点逐步下降,当温度降至熔点,此时储热材料释放潜热,温度维持不变,当潜热释放完毕温度将继续下降,直至达到除霜阶段排气温度或除霜结束^[29-30]。

在环温16℃、转速2000 rpm工况下,C16与C18石蜡均发生了潜热储存,但C18石蜡在制冷过程结束时仍未完全熔化,因此C16石蜡的实际储热量远大于C18石蜡。进入除霜阶段后,C18石蜡仅在其熔点(约28℃)维持了较短时间温度便大幅下降,而C16石蜡能始终维持在其熔点附近直至除霜结束。因此,采用C16石蜡的系统除霜时间最短, COP_{dr} 最高(图7)。在环温32℃工况下,C20石蜡的储热量最多,但其除霜速度与 COP_{dr} 却不及C22石蜡。原因在于,两者在除霜过程中均能在其熔点维持较长时间,而C22石蜡的熔点更高,使得除霜过程中的传热温差更大,从而获得更优的除霜效果。综合上述分析可知,储热材料的熔点应介于制冷阶段与除霜阶



(a) 环境温度:16℃



(b) 环境温度:32℃

图6 石蜡在制冷-除霜阶段温度变化曲线

Fig. 6 The temperature change curve of paraffin in the refrigeration-defrosting stage

段的压缩机排气温度之间,并且在满足储存足够多热量的前提下尽可能选择较高的熔点,以兼顾更快的除霜速度与更高的除霜性能系数。

2.2.2 TCOMP_HGBD系统节能效果分析 为实现

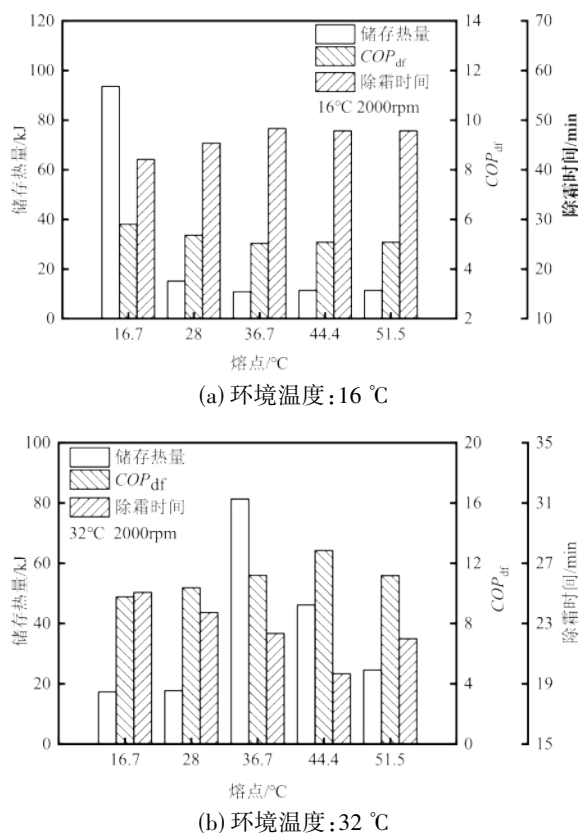


图7 石蜡熔点对除霜性能的影响

Fig. 7 Effect of melting point of paraffin on defrosting performance

低环境温度下的除霜热量补偿,本研究选取C16和C18石蜡作为储热材料,研究了不同压缩机转速与环境温度下TCOMP_HGBD系统的除霜性能,并将其与第2.1节中所述三种旁通除霜方法的性能对比,其中ECOND_HGBD系统采用的电加热功率为10 W。如图8所示,在所有测试工况下,TCOMP_HGBD系统的COP_{dr}均高于其他三种对比方法,表明储热辅助旁通除霜在热量补偿方面具有明显优势。在除霜时间方面,中低转速下,冷凝器出口旁通方法的除霜时间短于压缩机出口旁通方法,其原因在于:低转速时,PCM所储存的热量较为有限,与制冷剂在冷凝器中从环境吸收的热量相比不占优势,导致TCOMP_HGBD系统在除霜过程中难以使蒸发器入口温度始终不低于环境温度,从而限制了其除霜速率的提升。随着压缩机转速提升,一方面,PCM储存的热量及放热温度提高,显著加快了除霜过程中制冷剂的放热速率;另一方面,高转速下制冷剂在冷凝器中从环境吸热的能力下降,使得TCOMP_HGBD的除霜用时少于ECOND_HGBD及BCOND_

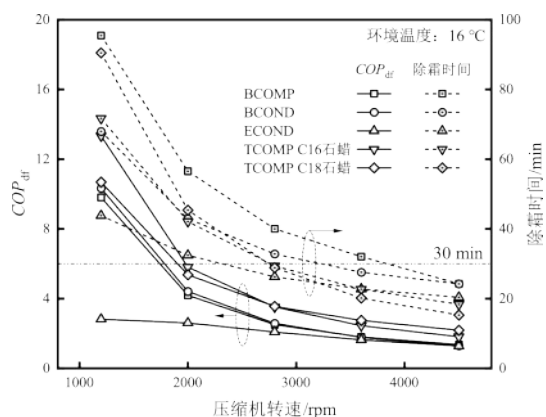
HGBD方法。在16 °C环温下,采用C18石蜡的TCOMP_HGBD系统,其除霜时间随压缩机转速升高而减小的变化幅度显著大于采用C16石蜡的系统。产生这一差异的原因在于:低转速条件下,压缩机排气温度较低,导致C18石蜡未能完全发生固-液相变,仅以显热及少部分潜热形式储存热量,因此在除霜阶段释放热量不足,除霜性能改善有限;随着转速升高,压缩机排气温度上升,当超过C18石蜡熔点时,C18石蜡开始以潜热形式储存大量热量,使得除霜过程中进入蒸发器的制冷剂温度明显更高,除霜速率随之显著加快。这正是高熔点石蜡的优势,即在中高转速工况下能够提供更高的放热温度,从而实现更优异的除霜性能。环温16 °C、转速2800 rpm时,TCOMP_HGBD方法的除霜用时已少于BCOND_HGBD方法(≤30 min),其中以C18石蜡为储热材料的方法更加高效节能,其COP_{dr}为3.55,与ECOND_HGBD方法30 min内除霜相比,COP_{dr}增大了67.1%,与BCOND_HGBD、BCOMP_HGBD系统30 min内除霜相比分别增大了100.6%、124.6%。环温32 °C时,所有方法均能在较低的转速下实现30 min内除霜,同转速下,C18石蜡储热辅助除霜的COP_{dr}比BCOND_HGBD及BCOMP_HGBD分别增大了17.2%~23.1%、48.8~56.8%,因此储热辅助除霜方法在高环温情况下同样存在节能优势。综上,以石蜡为储热材料的储热辅助压出旁通除霜方法能在低环温下快速除霜,保持较高的COP_{dr},且不影响高温除霜需求。

3 结论与展望

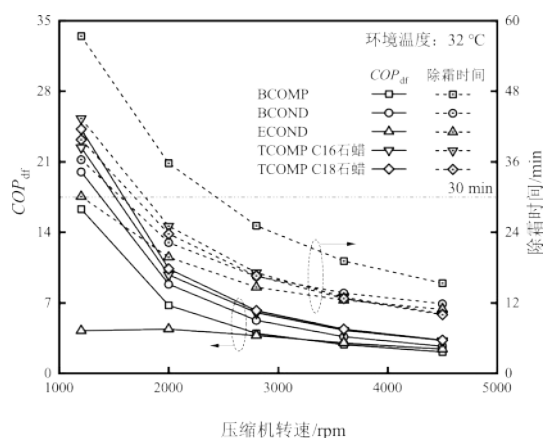
为探究制冷系统用新型高效热气旁通除霜循环,本文以风冷冰箱为对象,系统研究了不同热气旁通除霜方法的性能表现,并提出了最优方案。主要结论如下:

(1) 储热材料熔点的选择对TCOMP_HGBD系统除霜性能具有决定性影响。熔点应介于制冷阶段与除霜阶段的压缩机排气温度之间,并应在储存足够多热量的前提下选择较高的熔点,以增大除霜传热温差。在环境温度为16~32 °C时,C18石蜡表现较优,建议以此作为储热材料。

(2) 在环境温度为16 °C、限定30 min内完成除霜时,采用C18石蜡的TCOMP_HGBD系统比ECOND_HGBD、BCOND_HGBD、BCOMP_HGBD方



(a) 环境温度: 16 °C



(b) 环境温度: 32 °C

图8 不同热气旁通除霜方法的除霜性能对比

Fig. 8 Effect of HGBD methods on defrosting performance.

法, COP_{df} 分别提升了 67.1%、100.6% 和 124.6%, 即除霜能耗分别降低 40.2%、50.1% 和 55.5%。在 32 °C 环境温度, 该循环仍可实现良好的除霜与节能效果。

热辅助热气旁通方法具备一定的应用可行性, 但实际工程落地前需重点解决以下问题: 一是除霜模式下回气带液风险, 应适当增大储液罐容积或补充回气热量, 确保吸气温度不低于对应饱和温度; 二是 TCOMP_HGBD 系统中石蜡的工程实施问题, 需采用定型封装技术防止泄漏; 三是旁通除霜系统涉及旁通路径的切换与控制, 需进一步优化阀件响应时序、除霜启停逻辑, 防止制冷剂迁移或压力波动对系统稳定性造成影响。未来可围绕储液罐匹配设计、石蜡定型工艺、除霜控制策略优化等方面开展台架验证与长期可靠性研究。

符号说明

A_c —— 流通面积, m^2

A_i, A_{fin} —— 管、翅片表面面积, m^2

A_w —— 管壁换热面积, m^2

D_h —— 水力直径, m

E_f —— 霜层吸收的所有热量, J

E_a, E_{pcm} —— 分别为从空气、PCM 中吸收的热量, J

f —— 摩擦因子

G —— 质量流速, $kg/(m^2 \cdot s)$

H —— 比焓, J/kg

$H_{d,is}$ —— 等熵压缩情况下压机排气比焓, J/kg

h —— 传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$

i_{sl} —— 熔化潜热, J

ΔL —— 毛细管长度, m

—— 质量流量, kg/s

N —— 压缩机转速, rpm

Pr —— 普朗特数

Δp —— 压降, Pa

Q —— 传热量, W

Re —— 雷诺数

T —— 温度, $^{\circ}C$

t_0, t_{df} —— 除霜阶段的开始及终止时刻, s

u —— 流速, m/s

V_{disp} —— 压机排量, m^3

W_{aux}, W_{comp} —— 分别为除霜阶段电加热器、压缩机所做的功, J

β —— 液化质量分数

η_{is} —— 等熵效率

η_{total}, η_{fin} —— 翅片总效率及翅片效率

η_v —— 体积效率

λ —— 导热系数, $W/(m \cdot K)$

ρ —— 密度, kg/m^3

ρ_s —— 压机吸气密度, kg/m^3

下角标

a —— 空气

d —— 压缩机排气

i —— 管内侧

in —— 管进口

o —— 管外侧

out —— 管出口

r —— 制冷剂

s —— 压缩机吸气

参考文献

- [1] Wu S Y, Zhao R J, Huang D, et al. Effect of non-uniform temperature & humidity distribution in the frontal airflow on evaporator frosting performance of a frost-free refrigerator[J]. International Journal of Refrigeration, 2021, 123: 150-158.
- [2] Yang P, Yang X L, Liu Y W. Experimental study on a new finned tube defrosting heater for household frost-free refrigerators[J].

- International Journal of Refrigeration, 2023, **156**: 92 – 101.
- [3] Jeong H, Byun S, Kim D R, et al. Power optimization for defrosting heaters in household refrigerators to reduce energy consumption[J]. Energy Conversion and Management, 2021, **237**: 114127.
- [4] Zhao R J, Wang Z P, Huang D, et al. Electric-heater defrosting performance of frost-free refrigerator-freezer and its improvement by step-reduction power[J]. Applied Thermal Engineering, 2023, **226**: 120147.
- [5] Zhang S P, Yang Z, Wang Y P, et al. Defrost characteristics and performance improvement of electric heaters in R600a frost-free refrigerators[J]. Thermal Science and Engineering Progress, 2025, **58**: 103219.
- [6] 苏伟, 张小松. 换热器表面抑霜/除霜技术研究进展[J]. 工程热物理学报, 2021, **42**(9): 2195–2215.
- Su W, Zhang X S. Review of anti-frosting and defrosting methods on air source heat pump[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2021, **42**(9): 2195–2215.
- [7] Ma L X, Sun Y J, Wang F H, et al. Advancements in anti-frosting and defrosting techniques for air source heat pumps: A comprehensive review of recent progress[J]. Applied Energy, 2025, **377**: 124358.
- [8] 郭焱华, 邵双全, 李浩, 等. 基于数据驱动研究空气源热泵除霜效果研究[J]. 工程热物理学报, 2024, **45**(3): 628–634.
- Guo Y H, Shao S Q, Li H, et al. A data-driven evaluating method on the defrosting effect of the air source heat pump system[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2024, **45**(3): 628–634.
- [9] Xu Z J, Han L. An experimental study on energy-storage based defrosting performance of an air source heat pump system with a micro-channel heat exchanger as outdoor coil[J]. Applied Thermal Engineering, 2024, **240**: 122067.
- [10] Xi Z L, Yao R M, Li J B, et al. Experimental studies on hot gas bypass defrosting control strategies for air source heat pumps[J]. Journal of Building Engineering, 2021, **43**: 103165.
- [11] Essadik M, Hajabdollahi Ouderji Z, McKeown A, et al. A multi-valve flexible heat pump system with latent thermal energy storage for defrosting operation[J]. Energy and Buildings, 2024, **321**: 114656.
- [12] Zhang T, Zhang X L, He Y L, et al. Thermodynamic analysis of hybrid liquid air energy storage systems based on cascaded storage and effective utilization of compression heat[J]. Applied Thermal Engineering, 2020, **164**: 114526.
- [13] Liu Z B, Zhao F, Zhang L F, et al. Performance of bypass cycle defrosting system using compressor casing thermal storage for air-cooled household refrigerators[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, **130**: 1215–1223.
- [14] Li Y M, Huang Y X, Xu Y F, et al. Hot gas bypass defrosting with auxiliary heat source in household refrigerators[J]. Applied Thermal Engineering, 2024, **257**: 124450.
- [15] 郝刚卫, 刘晔, 晏刚, 等. 串并联风冷冰箱性能优化[J]. 化工学报, 2021, **72**(S1): 178–183.
- Hao G W, Liu Y, Yan G, et al. Performance optimization of a frost-free air cooled refrigerator with series-parallel refrigeration cycle[J]. CIESC Journal, 2021, **72**(S1): 178–183.
- [16] 杨功志, 张胜棋, 韩丽丽, 等. 风冷冰箱的湿度场动态仿真通用模型及湿度均匀性改善[J]. 西安交通大学学报, 2025, **59**(2): 134–145.
- Yang G Z, Zhang S Q, Han L L, et al. General model for dynamic simulation of humidity distribution in frost-free refrigerator and humidity uniformity improvement[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2025, **59**(2): 134–145.
- [17] Gnielinski V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow[J]. International Chemical Engineering, 1975, **16**(2): 359–368.
- [18] Steiner D, Taborek J. Flow boiling heat transfer in vertical tubes correlated by an asymptotic model[J]. Heat Transfer Engineering, 1992, **13**(2): 43–69.
- [19] Song M J, Xie G N, Pekař L, et al. A modeling study on the reverse cycle defrosting of an air source heat pump with the melted frost downwards flowing away and local drainage[J]. Energy and Buildings, 2020, **226**: 110257.
- [20] Ma J C, Kim D, Braun J E, et al. Development and validation of a dynamic modeling framework for air-source heat pumps under cycling of frosting and reverse-cycle defrosting[J]. Energy, 2023, **272**: 127030.
- [21] 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.
- [22] Lee J, Mudawar I. Two-phase flow in high-heat-flux micro-channel heat sink for refrigeration cooling applications: Part II: heat transfer characteristics[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, **48**(5): 941–955.
- [23] Churchill S W. Friction-factor equation spans all fluid-flow regimes[J]. Chemical Engineering, 1977, **7**: 91–92.
- [24] Ye Z L, Wang Y K, Yin X, et al. Comparison between reverse cycle and hot gas bypass defrosting methods in a transcritical CO₂ heat pump water heater[J]. Applied Thermal Engineering, 2021, **196**: 117356.
- [25] Klingebiel J, Hassan M, Venzik V, et al. Efficiency comparison between defrosting methods: a laboratory study on reverse-cycle defrosting, electric heating defrosting, and warm brine defrosting[J]. Applied Thermal Engineering, 2023, **233**: 121072.
- [26] 国家质量监督检验检疫总局, 中国国家标准化管理委员会. 家用电冰箱耗电量限定值及能效等级: GB 12021.2—2015[S]. 北京: 中国标准出版社, 2016.
- General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the People's Republic of China, Standardization Administration of the People's Republic of China. The maximum allowable values of the energy consumption and energy efficiency grade for household refrigerators: GB 12021.2—2015[S]. Beijing: Standards Press of China, 2016.
- [27] Li Z, Gariboldi E. Review on the temperature-dependent thermophysical properties of liquid paraffins and composite phase change materials with metallic porous structures[J]. Materials Today Energy, 2021, **20**: 100642.
- [28] Shu G, Xiao T, Guo J F, et al. Effect of charging/discharging temperatures upon melting and solidification of PCM-metal foam composite in a heat storage tube[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2023, **201**: 123555.
- [29] Tao Y B, He Y L. A review of phase change material and performance enhancement method for latent heat storage system[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2018, **93**: 245–259.
- [30] Togun H, Sultan H S, Mohammed H I, et al. A critical review on phase change materials (PCM) based heat exchanger: Different

hybrid techniques for the enhancement[J]. Journal of Energy Storage, 2024, **79**: 109840.