

# 热气旁通联合相变蓄热的风冷冰箱新型除霜技术

刘忠宝<sup>a</sup>, 赵飞<sup>a</sup>, 亓新<sup>b</sup>, 闫家文<sup>a</sup>, 贾宇博<sup>a</sup>

(<sup>a</sup> 北京工业大学, 北京朝阳区 100124; <sup>b</sup> 中国家用电器研究院, 北京西城区 100053)

**摘要:** 风冷冰箱常用的除霜方式是电加热除霜 (EHD), 但是这种除霜方式耗电量很大, 而反向除霜 (RCD) 不能用在冰箱系统中, 因为四通阀频繁的反向运行会导致制冷剂的泄露, 这是不安全的。因此, 本文设计了新的除霜技术——热气旁通联合相变蓄热除霜 (BCD-CCTS), 并且利用蓄热包蓄存压缩机壳体废热用于加热旁通除霜后的制冷剂。EHD 和 BCD-CCTS 的试验系统均使用 50W 的压缩机, 实验结果表明 BCD-CCTS 与 180–419 W EHD 相比, 化霜时间减少 65%–77%, 化霜电能消耗减少 89%–92%。在压缩机正常运行 60h 的实验时间内, 暴露在空气中的压缩机壳体温度稳定在 60 左右, 然而包裹蓄热包的压缩机壳体温度稳定在 54 °C 左右, 实验数据表明蓄热包不仅不会使压缩机壳体温度集聚, 反而会使其温度降低。此外蓄热包包裹压缩机壳体还可以有效降低压缩机运行时产生的噪音, 与同型号没有包裹蓄热包的压缩机相比能够有效降低噪音 18.5%。

**关键词:** 除霜, 压缩机壳体, 蓄热包, 相变蓄热材料, 风冷冰箱, 热气旁通

## Performance of bypass cycle defrosting system using compressor casing thermal storage for air-cooled household refrigerators

Zhongbao Liu<sup>a</sup> Fei Zhao<sup>a</sup> Xin Qi<sup>b</sup> Jiawen Yan<sup>a</sup> Yubo Jia<sup>a</sup>

(<sup>a</sup> Beijing University of Technology, 100 Pingleyuan Road, Chaoyang, Beijing 100124, PR China; <sup>b</sup> China Household Electric Appliance Research Institute, 29 Xiaxie Road, Xicheng, Beijing 100053, PR China)

**Abstract** Electric heater defrosting (EHD) is extensively used on refrigerator evaporators. However, this method has a high level of energy consumption. Conversely, reverse-cycle defrosting (RCD) cannot be used in refrigerators because frequent reversal of the four-way valve may cause mass leakage of the refrigerant, which is unsafe. Hence, we develop a bypass cycle defrosting system using compressor casing thermal storage (BCD-CCTS). Experiments utilizing the EHD and BCD-CCTS methods are conducted on a refrigerator with a 50 W compressor. Experimental results reveal that in the BCD-CCTS method, defrosting time decreased by 65%–77% compared with 180–419 W EHD. Whereas defrost energy consumption decreased by 89%–92% compared with 180–419 W EHD method. After 60 h of normal operation, the temperature of the compressor casing exposed to air was maintained at approximately 60 °C, whereas that of the compressor casing exposed to the heat storage phase change material (PCM) was maintained at about 54 °C. The presence of heat storage PCM can effectively reduce the temperature of the compressor casing. It can also reduce the operating noise of the compressor by 18.5% compared with the same type of compressor without heat storage PCM.

**Keywords** Defrosting Compressor casing Waste heat storage Phase change material Household refrigerator Bypass cycle

## 1 研究背景

随着生活水平的提高和生活节奏的加快, 冰箱的需求也在日益增加。然而传统的直冷式冰箱已经无法

满足大容量冰箱冷却的需求,所以风冷冰箱的需求量正在逐渐增大,此外风冷冰箱的霜层不会结在储藏室内,而是结在风道中,因此风冷冰箱也被称为空气冷却无霜冰箱。当冰箱长时间运行时,霜层变得越来越厚,加厚的霜层增加了蒸发器的表面热阻,阻塞了散热片之间的通道,降低了系统的蒸发温度。因此,当霜层达到一定的厚度时,就必须要对冰箱进行除霜<sup>[1-4]</sup>。

目前国内外学者对冰箱化霜的相关过程进行了大量研究。Pradec<sup>[5]</sup>使用传热模型来分析化霜过程中的热量分配,指出钢管辐射对流式电加热器产生的热量仅有 30%用于化霜。文中将辐射管形式的加热器改装,降低其加热温度,延长加热管长度,改善其与蒸发器的接触情况,取得了一定的节能效果,但不明显。文中最后的总结指出,如果加热器能够充分接触霜层,将能够有效提高化霜效率。Pradec<sup>[5]</sup>等人建立了间冷式冰箱蒸发器内结霜时的数学模型,分析了结霜时各位置的能量分配情况,并进行了除霜性能实验,比较了不同霜层厚度下蒸发器除霜时蒸发器翅片表面温度的变化特性。结果表明,不同的霜层厚度下,蒸发器翅片表面温度在 52~56°C 之间波动,化霜加热器的效率为 30.3%,化霜电耗最高占冰箱总耗电量的 17.7%。

Fernando<sup>[6]</sup>等人研究了冰箱蒸发器上的霜层分布情况。文中,作者建立了一个霜层分布数学模型,并搭建了一套实验装置用于验证其数学模型。实验装置通过九个瞬态实验,验证系统压降和结霜,实验和模型误差在 10% 以内。最后,通过模型分析,针对蒸发器上疏下密的分布规律,设计了两根功率不同的电加热器分别对蒸发器上、下管排进行化霜,提高了化霜效率。

宋新洲<sup>[7]</sup>等人针对单蒸发器的风冷冰箱,利用冷藏室回风对霜层进行预热处理,优化了回风的时间和风量,可以降低化霜过程中电加热器的电量消耗。文中实验表明,利用这种方法,可以降低 27% 的化霜电耗,降低 6.7% 的整机电耗。

韩志涛<sup>[8]</sup>提出了用于空调冬季工况的蓄能化霜新系统,将系统供热后的余热热量蓄存进蓄能器中,当化霜开始时,蓄热器中储存的热量首先传递给反向运行的制冷剂,用于室外蒸发器化霜。

压缩机壳体废热蓄热与热气旁通相结合除霜的技术多用于空气源热泵<sup>[9]</sup>,然而,现有的利用压缩机壳体废热除霜的空气源热泵也只会冬季使用,因为在夏季时换热器表面覆盖有保温材料,所以会使蓄热包温度集聚,最终导致压缩机壳体温度升高。而压缩机壳体温度的升高不仅会降低热泵系统的 COP,同时也可能使润滑油破裂。

刘忠宝<sup>[10]</sup>等人提出了一种结合热气旁通的新型蓄热除霜技术。笔者分析了蓄热除霜系统的可行性,对四种不同类型的相变材料(PCM)进行了测试,分析了整个系统的运行模式,并对蓄热式换热器的结构进行了设计和优化并且建立了一个实验原型。此外,笔者针对不同的除霜模式进行了相关的实验研究。结果表明,压缩机排气废热结合热气旁通的蓄热除霜模式比原来的电加热除霜模式在除霜时间上减少了约 50%,除霜电耗减少约 71%。然而,本实验系统由于没有改变原有的冷凝器,反而在冷凝段增加了蓄热盘管,将导致制冷剂在制冷系统的高压侧的阻力增加,因此该制冷系统的冷却能力在高温高湿条件下将会降低。从而对制冷系统的制冷能力带来一定的影响。

国内外学者对冰箱除霜过程进行了广泛的研究。然而,关于使用压缩机壳体蓄热(BCD-CCTS)的热气旁通除霜系统的研究却非常少。在制冷系统正常运行时,一定量的热量(6-10%)会通过压缩机壳体散发到大气中。本文设计了 BCD-CCTS 来改进除霜过程,利用压缩机壳体废热联合热气旁通来优化除霜方式。除霜过程利用双螺旋管的相变换热器来强化蓄热材料与制冷剂之间的传热。

## 2 制冷/除霜系统

本文 BCD-CCTS 包括相变蓄热包,常开和常闭电磁阀以及一个旁路管道。当蒸发器霜层达到一定的厚度需要除霜时,制冷剂将通过旁路管道进入蒸发器,与蒸发器表面霜层换热,换热之后再进入蓄热包,与蓄存了压缩机壳体废热的蓄热包进行换热,这样可以提高制冷剂进入压缩机时的吸气温度,有效防止压缩机的液击。

图 1 显示了冰箱的正常制冷和除霜时的操作示意图。

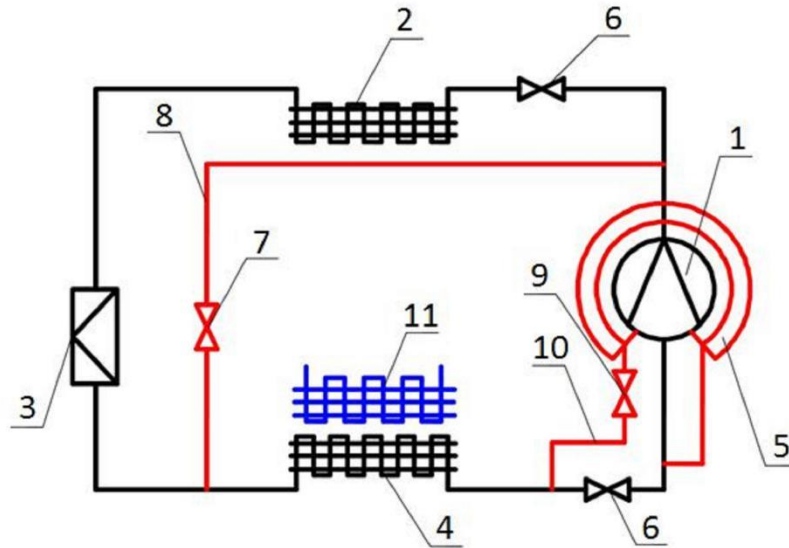


图 1 冰箱正常制冷循环以及除霜循环的原理图

1—压缩机; 2—冷凝器; 3—节流装置; 4—蒸发器; 5—相变蓄热包; 6—常开电磁阀; 7—常闭电磁阀; 8—旁通管道; 9—常闭电磁阀; 10—制冷剂过热旁通管道; 11—电加热器

正常制冷工作状态：常闭电磁阀（7、9）关闭，常开电磁阀（6）打开。低温低压制冷剂从蒸发器（4）流出进入压缩机（1），被压缩成高温高压的气态制冷剂，在正常运行过程中，压缩机壳体不断产生废热，包裹在压缩机壳体上的蓄热包将会不断蓄存压缩机壳体的废热，使得 PCM 发生相变，压缩机壳体废热将以潜热的形式被储存在蓄热包中，随后，高温高压气态制冷剂进入冷凝器（2）被冷凝成中温高压的液态制冷剂，然后制冷剂经过毛细管被节流，最后再进入蒸发器（4）进行相变蒸发，成为低温低压的气态制冷剂，最后再进入压缩机（1）完成整个制冷循环。

除霜工作状态：随着制冷时间的延长，在蒸发器（4）外表面会形成霜层，常闭电磁阀（7、9）打开，常开电磁阀（6）关闭，从压缩机（1）流出的高温高压制冷剂通过旁通管（8）进入蒸发器（4）中，高温制冷剂气体与蒸发器外表面的霜层进行换热，使其溶化，随后从蒸发器（4）流出的制冷剂流经过热旁通管道（10）在相变蓄热包中得热处于过热状态，之后进入压缩机（1），制冷剂如此循环进行除霜。

### 3 实验装置

#### 3.1 方法和实验设备

本文参考 GB12021.2-2015 中的相关规定制定了详细的测试方法和测试条件。本文的测试过程在中国家用电器研究院冰箱标准实验室进行。表 1 列出了标准性能冰箱实验室的主要设备参数。

表 1 冰箱标准性能实验室的主要参数

设备名称	性能参数	品牌
空调机组	10HP	谷轮
温度控制器	-5~60℃±0.3℃	希曼顿 UT35A
湿度控制器	40%~93%RH±3%RH	希曼顿 STH-TW1-RTH2
热电偶	±0.5℃	美国欧米伽 Φ0.3T 型
温度参数采集仪		横河 DA100
功率计		青智 A8775B1

实验室设定环境温度为 25℃。在测试过程中通过水蒸发引起结霜。为了统一变量，将相同的负载（相同温度，质量和体积的水）放入到冰箱中，并且控制参数使得测试冰箱箱室的温度、湿度和真实冰箱箱室的温度湿度一致。图 2 显示了蒸发器表面温度为-15° C（除霜过程开始）和蒸发器表面温度达到 15° C（除霜过程结束）时的测量温度点。通过控制这些参数，使得冰箱蒸发器表面的霜层厚度一致，从而保证实验结果拥有高可信度。

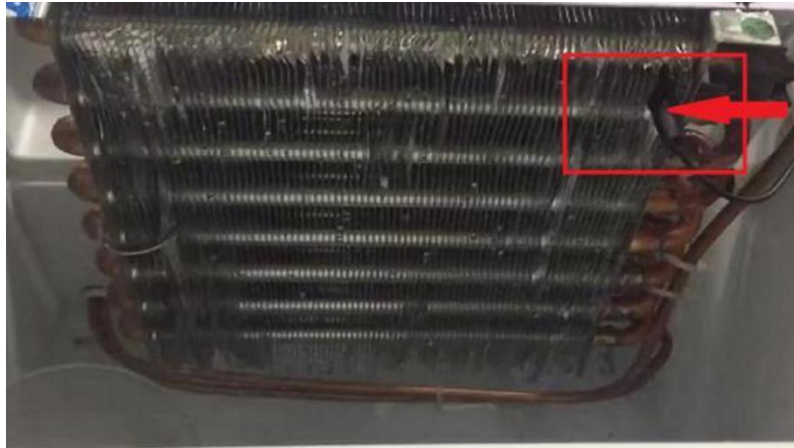


图 2 蒸发器表面的温度测点

### 3.2 制冷设备

在一个实际冰箱中，压缩机和放置压缩机的舱室设计的非常紧凑，这就增加了将蓄热包放置在实际冰箱的压缩机室的难度。本文所搭建的测试模型则可以提供足够的空间来安装蓄热包和旁通管道，还可以降低实验处理和数据收集的难度。因此，本文建立了一个冰箱样机，如图 3 所示。该冰箱样机是以美的 BCD-372 风冷冰箱为模型，如表 2 所示。该测试模型使用与原型完全相同的蒸发器、冷凝器、节流装置以及制冷剂。如图 4 所示，该测试模型的箱体模拟的是 BCD-372 冰箱的风道。蒸发器位于风道内，风门在除霜过程中关闭，因此在控制结霜时间方面，测试模型比原型更容易控制，特别是体现在以下方面：①使用相同温度、体积、质量的水作为负载。②测试过程在标准实验室进行。表 1 列出了标准冰箱性能实验室的主要参数，实验室温度设定为 25℃。被测试冰箱功率输入是 220 V/50 Hz，压缩机功率是 50 W，冷凝器风扇的功率是 25W，蒸发器风扇的功率是 25W，使用的制冷剂是 R600a。

本文制冷循环工作 12h 除霜一次，采用的温控器的精度为±0.5℃，在研究蓄热包对压缩机性能的影响以及对系统制冷量影响的实验中，温控器的温度设定为 1℃~5℃，除此之外，温控器的温度均设定在-12℃到-6℃，以此控制压缩机的工作周期。

表 2 BCD-372WTV 冰箱的主要技术参数

技术参数名称	参数	技术参数名称	参数
型号	BCD-372WTV	耗电量	0.86kW•h/24h
气候类型	T	能效等级	1 级
防触电保护类别	I 类	额定电流	1.4A
星级标志	✱✱✱✱	化霜额定输入功率	180W
总有效容积	372L	照明灯额定输入功率	4W
冷冻室有效容积	112L	重量	104kg
变温室有效容积	40L	外形尺寸	696mm×716mm×1836mm
冷冻能力	10kg/24h	制冷剂和充注量	R600a, 63g
电源	220V~/50Hz	噪音	42Db(A)

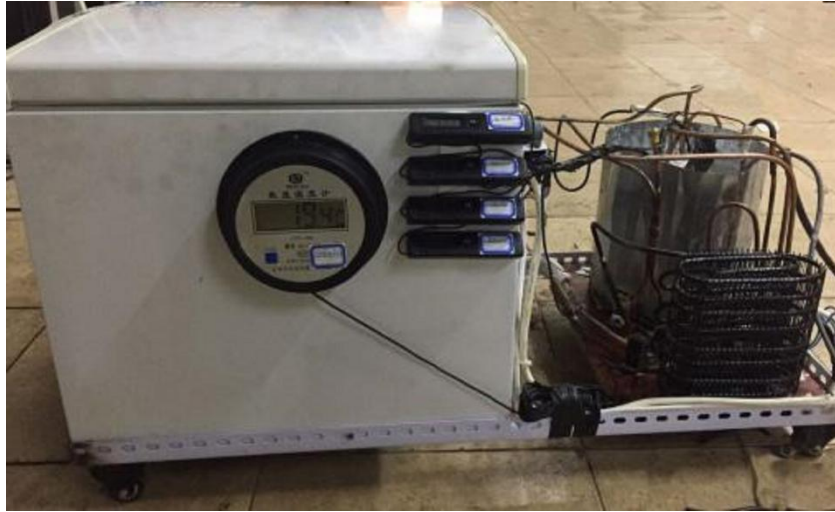


图3 冰箱实验样机

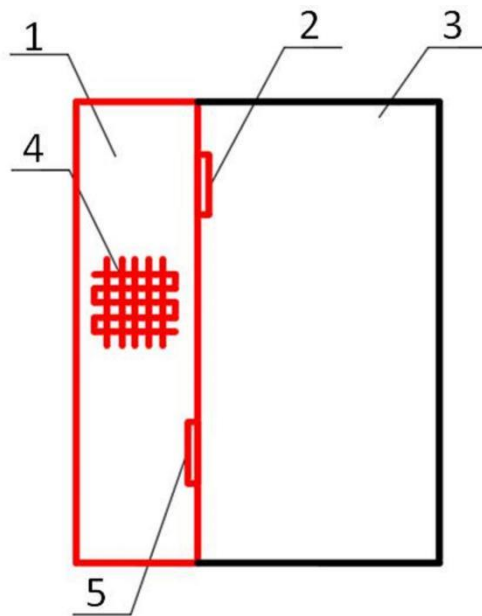


图4 BCD-372 冰箱的风道

1—风道; 2—风门; 3—BCD-372 冰箱箱室; 4—蒸发器; 5—风门

## 4 结果和讨论

### 4.1 压缩机壳体温度的测量与分析

本文利用热电偶测试了压缩机运行 3000min 之后的壳体温度，图 5 显示了压缩机壳体温度测试的测点位置，图 6 显示压缩机壳体温度在 3000 min 内的变化，正常运行的压缩机壳体温度稳定在  $60^{\circ}\text{C}$  左右。

满足该温度的相变材料包括有机相变材料例如石蜡和多元酸物质，以及无机相变材料，如水、盐等。因此，这种类型的冰箱压缩机壳体温度可以满足作为本文提出的蓄热除霜系统的热源要求。





图5 压缩机壳体温度的测量点位置

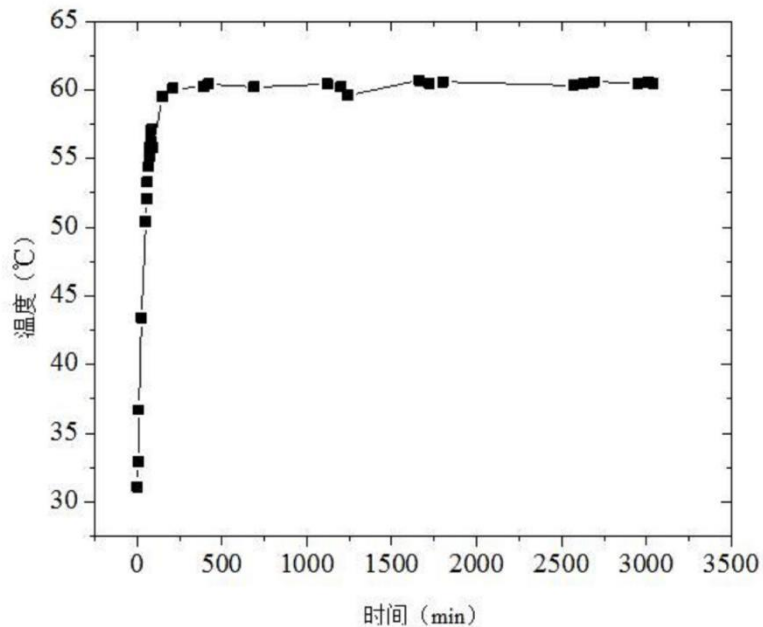


图6 压缩机壳体温度变化

## 4.2 蓄热包的选择以及换热器的设计

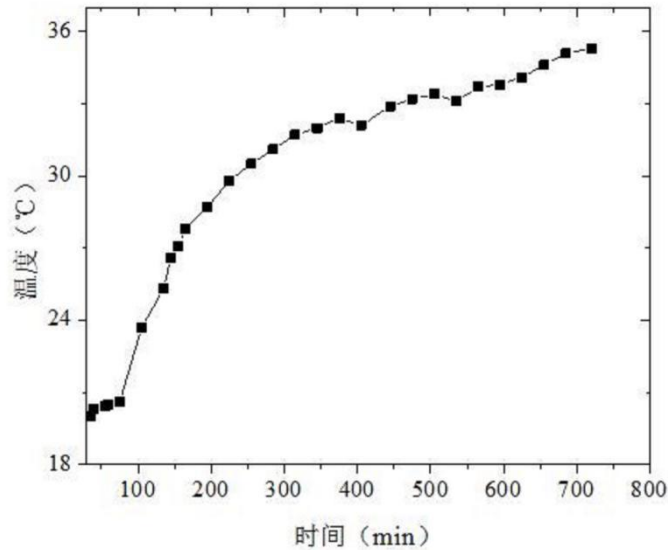
### 4.2.1 蓄热材料的选择

实验表明，压缩机运行产生的壳体平均温度约为  $60^{\circ}\text{C}$ ，在相变温度范围内，无机材料主要为结晶水和盐，虽然无机材料的传热系数较高，但是在重复相变过程中，无机材料容易发生结晶，从而导致材料性质的发生变化，降低了材料的可靠性。在此相变温度范围内，有机材料多为多碳有机物，这种材料性能稳定，反复相变过程中也不会发生脱水结晶现象，但导热系数低，相变持续时间长。

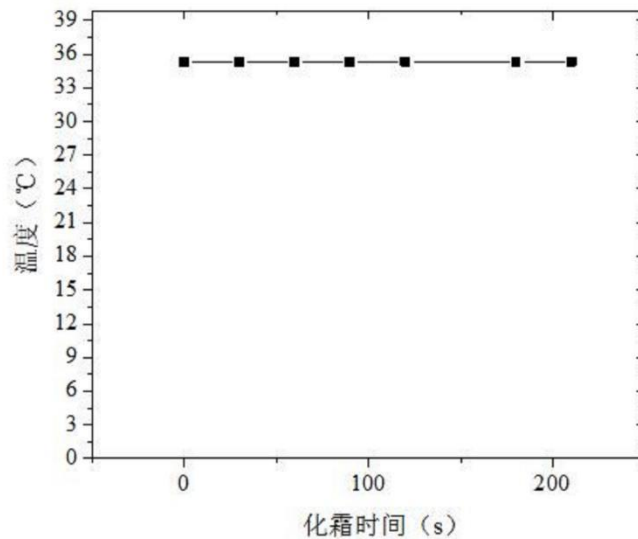
本文以石蜡为相变蓄热材料，在实验中加入了相变温度为  $17^{\circ}\text{C}$  的液体石蜡，降低了混合石蜡的相变温度，使之适用于压缩机壳体温度，石蜡固液比为 6: 4。表 3 显示了石蜡相变时的潜热。图 7 表示蓄热包的温度变化，在正常制冷过程中，石蜡温度达到  $20.2^{\circ}\text{C}$  时开始发生相变(开始除霜前)，在 720min 的实验时间内，石蜡温度升高到  $35.3^{\circ}\text{C}$  (固-液相变发生在不同的温度阶段，并伴有显热温度升高)。

表 3 蓄热材料的相变温度和相变潜热

参数	混合相变蓄热材料
相变潜热/J/g	77.3
相变初始温度/°C	20.2
相变峰值温度/°C	35.3
相变温度区间/°C	15.1



(a)720min 的正常制冷时间内蓄热包的温度变化



(b)210s 化霜时间内蓄热包的温度变化

图 7 蓄热包在制冷/化霜时的温度变化

图 8(b)显示填充的石蜡基本上完成了相变，图 7(b)表示在除霜过程中蓄热包的温度变化情况。在 210 s 的除霜过程中，石蜡处于等温相变释放热量的状态，它的温度保持在 35.3°C 左右，但只有部分石蜡发生了相变，所以在今后的研究中，仍然需要对石蜡填充量和传热效率进行研究。



(a)蓄热之前

(b)蓄热之后

图 8 蓄热前后相变材料石蜡的对比

本文所使用的冰箱压缩机的额定功率为 50W，EHD 的额定功率为 410 W，平均除霜时间为 210 秒。不考虑旁通除霜过程中压缩机做功（类似热泵循环）产生的热，储存在蓄热包中的用以除霜的热量应等于 EHD 所消耗的热量。

因此该制冷系统电加热除霜所需要的热量计算如下：

$$Q = P \cdot T = 410 \times 600 = 246000 \text{ J/S}. (1)$$

蓄热除霜时蓄热包所需要的石蜡质量为：

$$M = \frac{Q}{\alpha} = \frac{246}{77} = 3.2 \text{ kg}. (2)$$

#### 4.2.2 换热器的设计

##### 4.2.2.1 相变蓄热包的传热强化

为了达到实际应用的目的，必须提高蓄热材料的换热效率。本文通过添加翅片提高了相变蓄热材料的传热效率(图 9)。



图 9 相变蓄热包的传热强化

图 10 表示测试模型的外形图，由于压缩机外形的不规则，本文通过制作一个蓄热包包裹住压缩机壳体来蓄存压缩机壳体废热。

将固体石蜡熔化，与相应的液体石蜡混合后倒入压缩机蓄热包中。图 10 是石蜡冷却后的成型图。





图 10 相变蓄热包最终成型图

#### 4.2.2.2 换热器基本结构和尺寸设计

添加 3.2kg 的相变蓄热材料的所需体积可计算如下：

$$V_m = \frac{m}{\rho} = \frac{3.2}{732} = 0.00437 \text{ m}^3. (3)$$

测量压缩机的直径为 0.22m，高度为 0.26m。因此,该压缩机体积是：

$$V_y = \pi \cdot 0.11^2 \cdot 0.26 = 0.00989 \text{ m}^3. (4)$$

因此蓄热包的体积可计算如下：

$$V_l = V_m + V_y = 0.00437 + 0.00989 = 0.01426 \text{ m}^3. (5)$$

考虑到铜管和其他因素的体积，实验采用安全系数  $\lambda = 1.3$ 。因此，蓄热包的实际体积可以计算为：

$$V_s = V_l \cdot \lambda = 0.01426 \times 1.3 = 0.01854 \text{ m}^3. (6)$$

因此，计算得出蓄热包的直径为 0.28m，高度为 0.3m。

#### 4.3 蓄热除霜系统的安全测试

压缩机的运行 12h 除霜一次，即除霜循环为 12 小时一次。此外，利用温控器控制压缩机的工作周期，并将其温度设定在  $-12^\circ\text{C}$  到  $-6^\circ\text{C}$ 。

##### 4.3.1 压缩机吸排气温度变化实验

在压缩机正常运行 10 小时的实验时间内（图 11），通过热电偶测量压缩机的吸排气温度变化，图 12 表示 BCD-CCTS 时的压缩机吸排气温度变化。正如图 11 和 12 所示，压缩机不论是在正常制冷时还是在蓄热除霜时均是安全的，在蓄热除霜过程中压缩机吸气温度在  $23^\circ\text{C}$  左右，可以有效防止压缩机的液击。

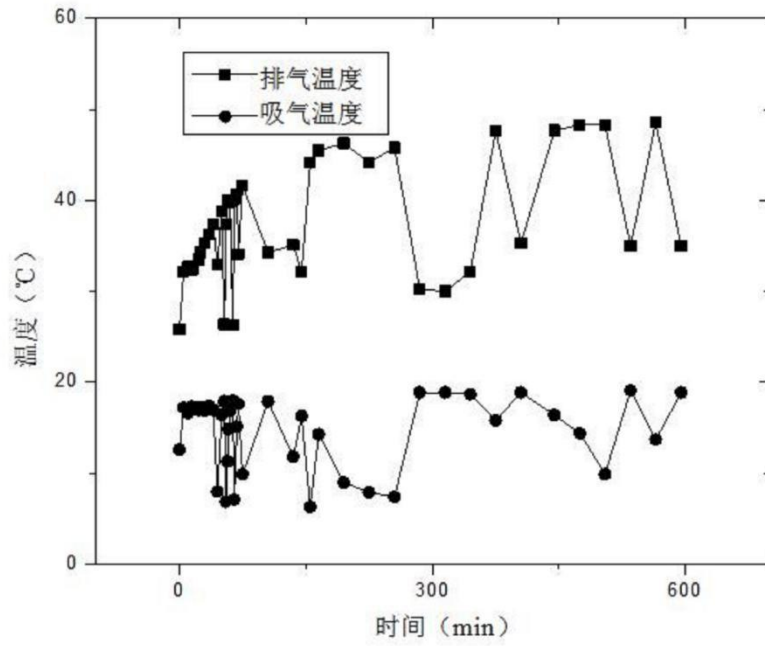


图 11 压缩机正常制冷 10h 内的吸排气温度变化

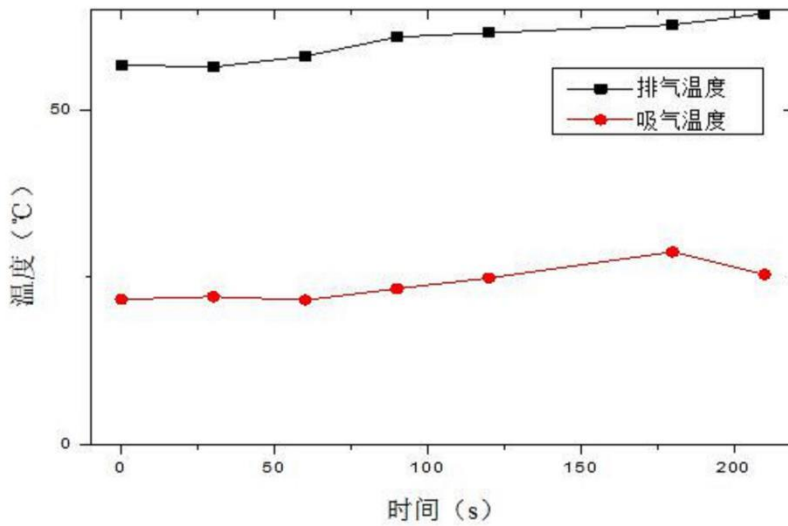


图 12 BCD-CCTS 除霜过程中压缩机的吸排气温度变化

#### 4.3.2 压缩机长时间运行的壳体温度变化实验

本实验在压缩机运行 60h 的时间内，观察 BCD-CCTS 模式下的压缩机壳体温度变化情况，实验记录了蓄热包的温度变化情况以及压缩机壳体温度的变化情况。实验结果发现，暴露在空气中的压缩机壳体温度最终稳定在 60°C 左右，而被蓄热包包裹的压缩机壳体温度最终稳定在 54°C 左右(图 13)。

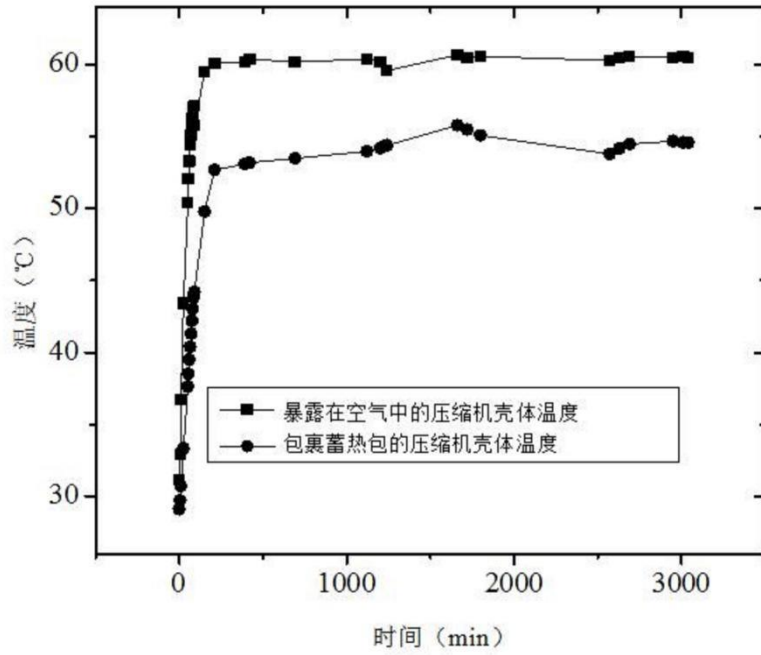


图 13 压缩机正常制冷 60h 内的壳体温度变化

#### 4.4 EHD 和 BCD-CCTS 的比较实验

##### 4.4.1 化霜时间

在相同的实验条件下，410W 的 EHD 化霜时间是 600s，180W 的 EHD 化霜时间是 932s，而 BCD-CCTS 的化霜时间是 210s（图 14），BCD-CCTS 的化霜速度要明显比 EHD 快，图 15 是 BCD-CCTS 和 EHD 的化霜过程对比图。

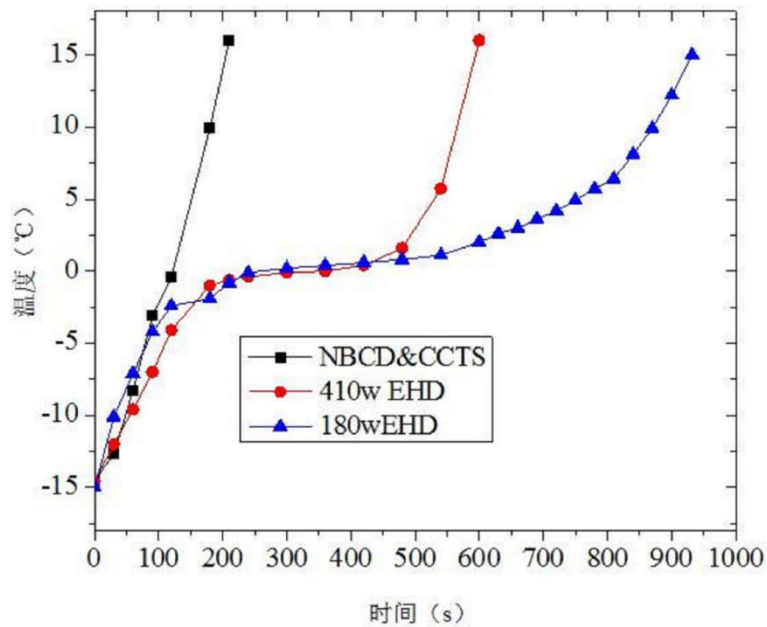


图 14 不同除霜模式下的蒸发器温度变化



图 15 BCD-CCTS 与 EHD 化霜过程比较

#### 4.4.2 化霜功率消耗

蓄热除霜的化霜时间是 210s，它的电能消耗是 19284J, 0.0054 kW·h(图 16)。410 W 的 EHD 化霜时间是 600s，电能消耗是 246,000 J, 0.068 kW·h。180W 的 EHD 化霜时间是 932s，电能消耗是 167,760 J, 0.047 kW·h，实验结果表明，蓄热除霜节约了大量的电能。

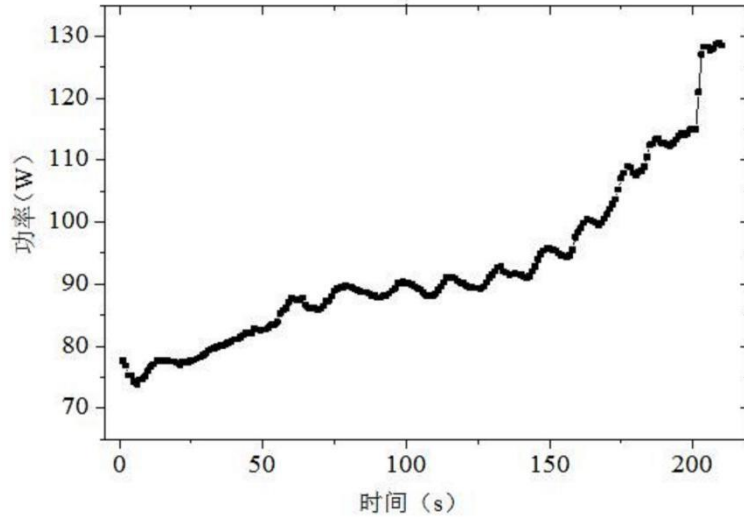


图 16 蓄热化霜时的功率变化

#### 4.5 蓄热包对于压缩机噪音的影响实验

压缩机噪音实验是于某晚上 10 点在实验室利用 HT-825 分贝仪进行测量的 ((范围 30~130 dB, 精度级  $\pm 1.5\text{dB}$ , B 类综合不确定度是  $0.867\text{dB(A)}$ , 扩展综合不确定度是  $49.7 \pm 1.7\text{dB(A)}$ )。实验室环境基底噪音平均为  $37.2\text{dB}$ , 然后测量了由蓄热包包裹的压缩机的工作噪音, 噪音测量 3 min, 平均噪音  $49.7\text{dB}$ 。为了进行对比实验分析, 同一时间同一环境对另一台完全相同的制冷压缩机(不包裹蓄热包)进行了噪音测试, 噪音测量 3 min, 平均噪音  $58.9\text{dB}$ 。结果表明, 蓄热包对压缩机的运行噪音有明显的抑制作用, 能够有效降低 18.5%。

#### 4.6 蓄热包对压缩机启停特性的以及系统制冷量的影响

温控器温度设定为  $1^\circ\text{C}$  至  $5^\circ\text{C}$  (当温度达到  $1^\circ\text{C}$  时压缩机停止运转, 温度达到  $5^\circ\text{C}$  压缩机开始运转), 在压缩机正常运行 13h 的实验时间内, 压缩机壳体温度稳定在  $58.2^\circ\text{C}$  左右。这样就可以通过观察压缩机的功率输入情况来得到蓄热包对压缩机启停特性以及制冷量的影响。当温度从  $5^\circ\text{C}$  降低到  $1^\circ\text{C}$  时, 压缩机运行  $9'22''$ , 当温度从  $1^\circ\text{C}$  升高到  $5^\circ\text{C}$  时压缩机运行  $8'40''$ 。在 24h 之后, 温度从  $5^\circ\text{C}$  降低到  $1^\circ\text{C}$  时压缩机运行  $9'25''$ , 当温度从  $1^\circ\text{C}$  升高到  $5^\circ\text{C}$  时压缩机运行  $8'40''$ 。图 17 表示系统的制冷量保持稳定并且蓄热包对系统制冷量不会产生影响。

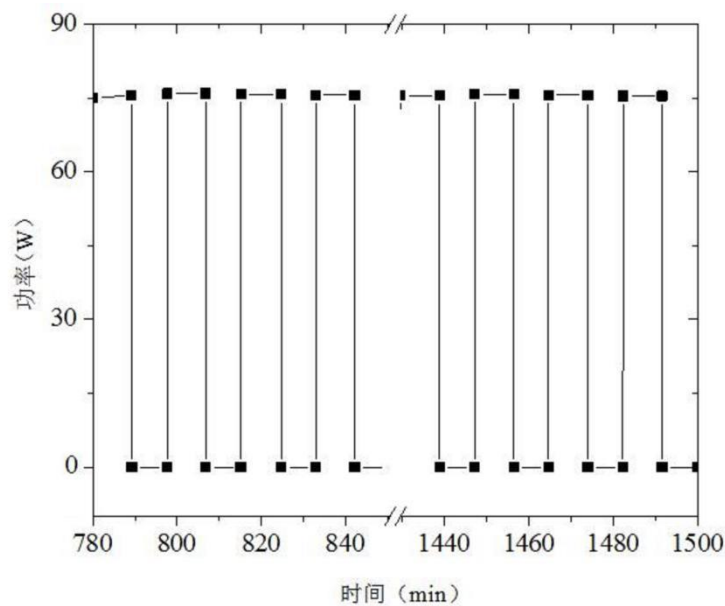


图 17 压缩机的功率变化



#### 4.7 成本、制造可行性和适用性

表 4 是热气旁通联合相变蓄热除霜系统的不包括劳动成本核算的成本。

表 4 热气旁通除霜系统的成本核算

类别	单价 (元)	总价 (元)
石蜡 (3kg)	6 (固)	7.2
	10 (液)	18
铁皮	-	5
旁通管道 (铜管 4m)	6	24
三通阀 (2 个)	18	36
总价		90.2

该 BCD-CCTS 适应范围如下:

本实验中使用的蓄热包(包括石蜡)的直径为 0.28m, 高度为 0.3m, 体积相对较大, 然而实际冰箱的舱室很小。因此, 我们在设计实际冰箱的压缩机室时, 应考虑增加其高度和宽度。

##### (1)相变蓄热包的制造可行性

基于压缩机的尺寸和蓄热材料的质量, 在本实验中, 利用金属薄板制成圆柱形容器, 将压缩机外壳包裹起来, 以吸收壳体废热。因此, 该加工方法简单、廉价、可靠。

##### (2)制冷剂过热旁路管道的制造可行性

在本实验中, 制冷剂过热旁通管道连接到蒸发器出口和压缩机入口。在管的中间部分加上翅片后, 通过相变蓄热包(5)缠绕在压缩机壳体上(图 1)。在管道上再安装一个常闭电磁阀 (9), 如图 1 所示。因此, 本实验的过热旁通管道加工处理方法简单容易。

##### (3)旁通管道的制造可行性

旁路管的一端连接在蒸发器(4)和毛细管(3)之间, 如图 1 所示, 另一端连接到压缩机(1)的出口(图 1)。常闭电磁阀(7)安装在旁通管道(8)中间位置。因此, 蓄热除霜系统的旁通管道加工方法简单方便。

## 5 结论

BCD-CCTS 和 EHD 分别是内部和外部的融霜方法。外部融霜是基于热辐射的除霜原理, 外部霜层由于受到电加热器的辐射作用而最先开始融化, 然后内部霜层再慢慢融化。因此, EHD 的除霜时间比 BCD-CCTS 长, 耗能更大。内部融霜时内层霜首先融化, 当融化的霜达到一定量时, 由于重力的作用, 霜层会脱落, 也就是说, 因此, BCD-CCTS 的除霜速度快, 耗能最小。此外, 本文还利用压缩机壳体的废热来对除霜之后的制冷剂进行再热, 可以有效防止压缩机的液击。

本实验以 3.2kg 石蜡为蓄热材料, 固液比为 4: 6, 通过在换热铜管外添加传热翅片来改善传热性能。蓄热换热器的尺寸为 200 mm×200 mm×100 mm。

压缩机壳体利用蓄热包包裹, 可对除霜之后的制冷剂进行再热, 有效地防止压缩机液击。

实验结果表明, BCD-CCTS 的除霜时间比 180~410 W 的 EHD 缩短了 65%~77%, 除霜能耗比 180~410 W 的 EHD 降低了 89%~92%。压缩机正常运行 60h 后, 暴露在空气中的压缩机壳体温度保持在 60° C 左右, 而蓄热包包裹的压缩机壳体温度保持在 54° C 左右, 蓄热包的存在不仅不会引起压缩机壳体温度的升高, 相反, 它还可以是压缩机壳体温度有所降低。此外, 蓄热包的存在也可以有效降低压缩机运行产生的噪声, 与同类型的压缩机相比可以有效降低噪音 18.5%。

本文并没有做整机节能实验, 但由于蓄热包包裹的压缩机壳体温度较暴露在空气中的压缩机壳体温度低, 并且压缩机排气温度也低, 所以仅从理论上分析, 对于整机节能应该是有利的, 具体效果需要后续研究。

### 致谢

这项工作由国家自然科学基金(批准号: 51776006)和北京自然科学基金(批准号: 3162008)资助。

## 参考文献

- [1] Melo C., Knabben F., Pereira P. (2013). An experimental study on defrost heaters applied to frost-free household refrigerators. *Applied Thermal Engineering*, 51, 239–245.
- [2] Hermes, C.J.L., Piucco R.O., Barbosa, J.R., Melo C. (2009). A study of frost growth and densification on flat surfaces. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 33, 371–379.
- [3] Tudor, V. (2003). Control of Frost Growth in Refrigeration Systems using the EHD Technique. Ph.D. thesis. University of Maryland, Maryland.
- [4] Hewitt, N., Huang, M.J. (2008). Defrost cycle performance for a circular shape evaporator air source heat pump. *Int. J. Refrigeration*, 31, 444–452.
- [5] Bansal, P., Fothergill D., Fernandes R. (2010). Thermal Analysis of the Defrost cycle in a Domestic Freezer. *International Journal of Refrigeration*, 33, 589–599.
- [6] Melo, C., Knabben F., Pereira P. (2013). An Experimental Study on Defrost Heaters Applied to Frost-free Household Refrigerators. *Applied Thermal Engineering*, 51, 239–245.
- [7] 宋新洲, 范志军. 利用冷藏室循环热进行化霜预处理的蒸发器化霜系统的试验研究[J]. *制冷技术*. 2012(01): 15-18.
- [8] 韩志涛. 空气源热泵常规除霜与蓄能除霜特性实验研究[D]. 哈尔滨工业大学, 2007.
- [9] Zhang L. (2014). A Novel Defrosting Method Using Heat Energy Dissipated by the Compressor of an Air Source Heat Pump. *Applied Thermal Engineering*, 118, 256–265.
- [10] Liu, Z., Li A., Wang Q., Chi Y., Zhang L. (2017). Experimental Study on a New Type of Thermal Storage Defrosting System for Frost-Free Household Refrigerators. *Appl. Therm. Eng.*, 118, 256–265.