

文章编号:1673-9469(2024)05-0064-07

DOI:10.3969/j.issn.1673-9469.2024.05.009

相变能+热泵供暖系统实验研究

姜钊乐^{1,2},张昌建^{1,2*},罗景辉^{1,2},杨国栋^{1,2},彭磊^{1,2}

(1.河北工程大学 能源与环境工程学院,河北 邯郸 056038;

2.河北省暖通空调工程技术创新中心,河北 邯郸 056038)

摘要:针对我国北方山区冬季没有合适热源供暖的问题,基于水-冰相变凝固换热原理,利用水相变的凝固潜热作为热泵机组的低温热源,设计研发了相变能+热泵供暖系统并进行实验研究。研究表明:系统在凝固换热阶段,结冰厚度达到30 mm时,综合传热系数为 $151 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,系统有效能效比为3.52;本次设计循环周期为4 h,传热系数取 $150 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,确定U型蓄冰槽的储能与换热量;融冰能耗占比为5.6%,融冰时间为26 min;实验系统可满足 300 m^2 房屋的供暖需求。

关键词:凝固潜热;U型蓄冰槽储能;低温热泵;系统有效能效比;COP

中图分类号:TU831.6

文献标识码:A

Experimental Study of Phase Change Energy Plus Heat Pump Heating System

JIANG Zhaole^{1,2}, ZHANG Changjian^{1,2*}, LUO Jinghui^{1,2}, YANG Guodong^{1,2}, PENG Lei^{1,2}

(1. School of Energy and Environmental Engineering, Hebei University of Engineering, Handan, Hebei 056038, China;

2. Hebei HVAC Engineering Technology Innovation Center, Handan, Hebei 056038, China)

Abstract: In view of the problem that there is no suitable heat source for heating in winter in the mountainous areas of northern China, in this paper, based on the principle of solidification and heat exchange of water-ice phase change, the latent heat of solidification of water phase change is used as the low-temperature heat source of heat pump unit, and the phase change energy plus heat pump heating system is designed and developed and experimentally studied. The results show that when the icing thickness reaches 30 mm in the solidification and heat exchange stage of the system, the comprehensive heat transfer coefficient is $151 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, and the Coefficient of Performance (COP) is 3.52. The design cycle is 4 h and the heat transfer coefficient is $150 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, in order to determine the energy storage capacity and heat transfer of the U-shaped ice storage tank. The energy consumption of ice melting accounts for 5.6%, and the ice melting time is 26 min. The experimental system can meet the heating needs of a house of 210 m^2 .

Key words: latent heat of solidification; U-shaped ice storage tank energy storage; low-temperature heat pump; coefficient of performance; COP

水-冰相变供暖不是一种常见的供暖方式,国外研究机构在该领域进行了一些实验,但尚未形成大规模商业化应用^[1-2]。在国内,孙德兴等^[3]首次提出利用冷水凝固潜热为建筑供冷、热的理念;

张承虎^[4]通过数值模拟和实验验证的方法得出了冰层持续生长的条件并建立了物理模型;刘志斌等^[5]对冷水相变能热泵系统的传热性能进行了研究。但现有水-冰相变供暖系统都存在结构复杂、

收稿日期:2023-09-19

基金项目:中央引导地方科技发展资金资助项目(236Z4310G);河北省重大科技成果转化项目(21284102Z);河北省创新能力提升计划项目(202250702010094)

作者简介:姜钊乐(1999-),男,河北石家庄人,硕士研究生,从事储能与热能利用方面的研究。

*通信作者:张昌建(1964-),男,安徽合肥人,硕士,教授级高级工程师,从事低位热量综合利用、高效节能热泵关键技术研究。

设备繁多、初始投资高等问题。

针对上述问题,在河北省邯郸市搭建了相变能+热泵供暖系统实验平台,该系统提取水-冰相变释放的潜热为建筑物供热,在解决上述问题的同时,该系统还可解决电、天然气供暖系统运行费用过高,地源热泵受热源位置、空间和打井的影响不能大规模应用^[6],空气源热泵受环境温度、空间的影响系统有效能效比(Coefficient of Performance, COP)过低等问题。本系统的特点:介质温度在 $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时仍可运行,水可循环利用,设备简单、占用空间少,投资运行费用低,特别适用于北方的山区、寒冷地区,为水-冰相变热泵系统的商业化应用提供参考^[7]。

1 相变能+热泵供暖实验系统

1.1 系统的组成

本实验平台由5部分组成:(1)取热装置——U型蓄冰槽系统;(2)转化与提升装置——低温热泵系统;(3)热用户系统,为 200 m^2 建筑采暖,热负荷为 12 kW ;(4)控制系统;(5)辅助系统。系统实物图如图1所示。



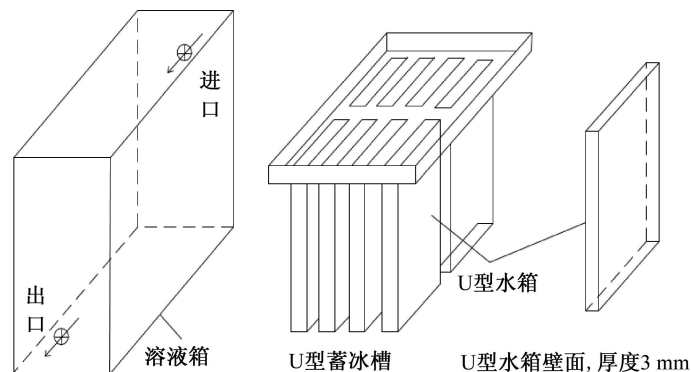
图1 低温热泵机组及U型蓄冰槽系统实物图

Fig. 1 Physical diagram of low-temperature heat pump unit and U-shaped ice storage tank system

1.2 U型蓄冰槽系统

U型蓄冰槽是自主研发的设备,是整个系统的设计核心,热源侧提取的所有热量均来自于此设备。本系统设计U型蓄冰槽为碳钢材质,放置在溶液箱内,一个U型蓄冰槽由八个U型水箱组成,U型水箱长 0.5 m ,宽 0.1 m ,高 1 m ,壁面厚度 3 mm ,实验采用两组设备串联连接,两个U型蓄冰槽共储水 760 kg ,水结冰可释放凝固潜热 335 kJ/kg ,可有效储存 $2.55\times 10^4\text{ kJ}$ 热量,设计换热功率为 12 kW ,理论持续供热 5.9 h ,有效换热面积为 19.04 m^2 。

设备结构及实物如图2所示。



(a) U型蓄冰槽系统结构图



(b) U型蓄冰槽系统实物图

图2 U型蓄冰槽系统结构及实物图

Fig. 2 Structure and physical diagram of U-shaped ice storage tank system

1.3 低温热泵系统

低温热泵系统包括蒸发器、冷凝器(B3-026 钎焊板式换热器换热量 18 kW)、TS24001 电子膨胀阀(额定电压 12 V, 外径 9.52 mm, 最大工作压力 4.5 MPa)、7.5 匹涡旋压缩机(额定功率 5.5 kW) 压缩机、一台溶液泵(流量 10 m³/h, 扬程 10 m 电机功率 0.9 kW) 及其相应的连接管道。

1.4 热用户系统

主要设备有 8 台额定供热量 4.05 kW、额定风量 510 m³/h, 具有三段调速功能的风机盘管; 一台流量 10 m³/h, 扬程 10 m, 电机功率 0.9 kW 的循环水泵及其配套管路及阀门。

1.5 控制系统

控制系统由 PLC 编程, 监控热媒水和冷媒水的温度、流量、压力; 热泵机组冷凝、蒸发的温度、压力; 膨胀阀的开启度, 实现系统的自主启停。

1.6 辅助系统

辅助系统由电加热器, 融冰池, 取冰、运冰装置组成。电加热的功率为 12 kW, 安装在溶液箱内, 主要功能是为融冰提供热能, 融冰后冰上浮, 进行取冰、运冰。

2 U 型蓄冰槽储能+低温热泵系统

2.1 系统运行原理及工艺图

U 型蓄冰槽储能+低温热泵系统运行包含三个循环:

循环一: 当系统运行时, 溶液泵与循环水泵先行开启, 之后热泵机组启动。溶液泵启动后带动冷媒水循环, U 型蓄冰槽内的水将热量释放给冷媒

水, 当蓄冰槽内的水达到 0 °C 时, 开始在蓄冰槽表面形成冰层。冷媒水吸收热量后, 进入到低温热泵的蒸发器, 在蒸发器内释放热量后回到溶液泵, 完成一次冷媒水取热循环(循环温度控制在 -8 °C ~ 9 °C)。

循环二: 制冷剂工质在蒸发器内经过等温蒸发由液态变为气态, 气态工质在压缩机的作用下经过绝热压缩变为高温、高压气体输送至冷凝器, 在冷凝器内释放热量经过等温冷凝变为高压液体, 高压液体在膨胀阀的作用下经过绝热膨胀变为低温、低压液体后返回至蒸发器, 由此完成一次制冷剂由低温向高温的转换循环。

循环三: 循环水泵启动后带动热媒水循环, 热媒水吸收风机盘管释放的热量后进入到热泵机组的冷凝器, 在冷凝器内吸收热量后返回循环水泵, 完成一次热媒水放热循环(循环温度控制在 35 °C ~ 42 °C)。

系统运行一个循环周期后, 热泵机组关闭, 安装在 U 型蓄冰槽内的电加热器启动, 附着在换热器表面的冰融化后上浮, 由特定的取冰装置取出, 完成融冰; 冰取出后放入融冰池自然融冰, 融冰池内的水经由补水泵送入蓄冰槽内, 达到设定水位(0.95 m)后停止, 热泵机组启动继续取热。如此循环往复。系统工艺流程图见图 3。

2.2 系统测试内容

本实验的目的: (1) 验证实验系统是否可行, 设定的技术参数是否合理; (2) 测试结冰厚度、流量的大小对换热系数、换热量、COP 的影响; (3) 查看系统是否需要改进与优化。

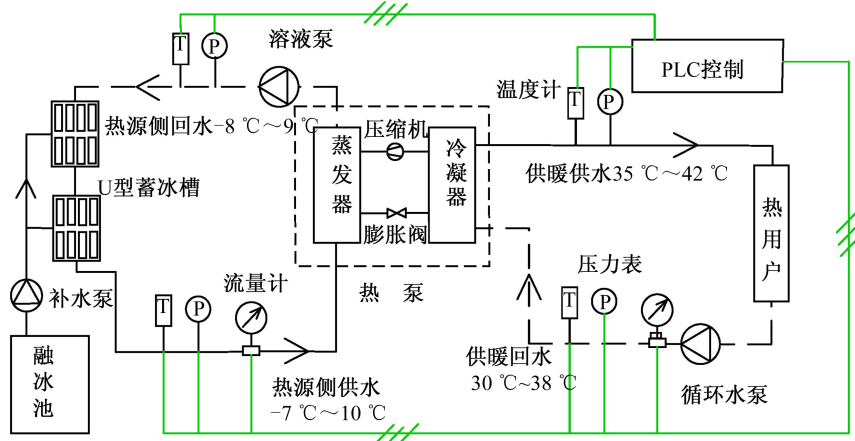


图 3 系统工艺流程图

Fig. 3 Flow chart of the system technology

实验主要测试参数:对 U 型蓄冰槽的中间水温 t_0 , 近底部温度 t_d , 侧壁面温度 t_b , 结冰厚度以及冷媒水进、出水温度 t_1, t_2 , 流量 $L_{蒸}$ 的测量;对热泵机组压缩机电功率 W 的测量;对末端热用户系统热媒水进、出水温度 t_4, t_3 , 流量 $L_{冷}$ 的测量。实验所用各种测量仪器见表 1。

3 实验数据处理及分析

3.1 实验计算公式

$$Q = KA\Delta t \quad (1)$$

式中: Q —U 型蓄冰槽换热量, kW; K —综合传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; A —换热面积, m^2 ; Δt —冷媒水与蓄冰槽内水的传热温差, $^{\circ}C$ 。

$$Q_{蒸} = 1.163 \times L_{蒸} \Delta t_1 \quad (2)$$

式中: $Q_{蒸}$ —蒸发器侧换热量, kW; $L_{蒸}$ —冷媒水循环流量, m^3/h ; Δt_1 —蒸发器进、出口温差, $^{\circ}C$ 。

$$Q_{冷} = 1.163 \times L_{冷} \Delta t_2 \quad (3)$$

式中: $Q_{冷}$ —冷凝器侧换热量, kW; $L_{冷}$ —热媒水循环流量, m^3/h ; Δt_2 —冷凝器进、出口温差, $^{\circ}C$ 。

$$COP_{蒸} = \frac{Q_{蒸} + W}{W} \quad (4)$$

式中: $COP_{蒸}$ —系统能效比。

$$COP_{冷} = \frac{Q_{冷}}{W} \quad (5)$$

式中: $COP_{冷}$ —系统有效能效比; W —压缩机电功

率, kW。

换热量的理论函数关系: $Q = Q_{蒸}, Q_{冷} = Q_{蒸} + W$ 。

COP 的理论函数关系: $COP_{蒸} = COP_{冷}$ 。

实验中存在仪器、仪表测量误差, 环境温度, 热泵内循环阻力, 换热过程的热损失等因素的影响, 造成两边等式计算数据不相等, 存在误差, 误差在 0%~5% 内是正常的。

3.2 换热量、结冰厚度、换热系数、COP 的测定

根据文献[4]、文献[8]取得的实验实际参数, 确定了水在碳钢表面发生冻结的温度条件为 $-0.90^{\circ}C \sim -0.81^{\circ}C$, 本文取冷媒水平均温度为 $-0.95^{\circ}C$, 作为水开始凝固结冰的起始温度^[9], 此时冷媒水进出水温度为 $-0.25^{\circ}C, -1.65^{\circ}C$ 。通过公式(2)可以计算蒸发器侧换热量, 其等于相应时刻水相变释放的潜热, 根据结冰厚度不同, 相变释放的潜热量不同。可以通过计算在系统运行的不同时刻蒸发器的总换热量来间接确定系统达到结冰厚度所用时间, 以此获得相对应的各种参数。

实验在蒸发侧平均流量 $9.7 m^3/h$, 冷凝侧平均流量 $3.4 m^3/h$ 的条件下进行, 只考虑水相变释放的潜热量。设计系统运行 4.5 h, U 型蓄冰槽系统换热量为 12 kW, 结冰厚度为 30 mm, 得出 U 型蓄冰槽在平均结冰厚度为 0~30 mm 时各参数变化见表 2, 经计算不同结冰厚度对系统各温度及综合传热系数、换热量及 COP 的影响, 如图 4、图 5 所示。

表 1 各测量仪器参数表

Tab. 1 Parameters of each measuring instrument

仪器	测量范围	测量精度	厂家
一体化温度变送器	$-50^{\circ}C \sim 200^{\circ}C$	$\pm 0.5\%$	杭州美控自动化技术有限公司
液体流量计	$0.1 \sim 15 m/s$	$\pm 0.1\%$	沈阳自动化仪表厂
温度自记仪	$-20^{\circ}C \sim 80^{\circ}C$	$\pm 0.3^{\circ}C$	北京天建华仪科技发展有限公司
压力表	$0 \sim 0.6 MPa$	$\pm 1.6\%$	上海方峻仪器仪表有限公司
电能综合测试仪	$50 \sim 750 V, 0.5 \sim 50 A$	—	上海华盛自动化仪表有限公司

表 2 不同结冰厚度时各参数变化表

Tab. 2 Changes in various parameters at different icing thicknesses

结冰厚度 d/mm	蒸发器进、出口 温差 $\Delta t_1/^{\circ}C$	冷凝器进、出口 温差 $\Delta t_2/^{\circ}C$	蒸发器侧换 热量 $Q_{蒸}/kW$	冷凝器侧换 热量 $Q_{冷}/kW$	传热温差 $\Delta t/^{\circ}C$	传热系数 $K/(W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1})$	系统有效 能效比 $COP_{冷}$	系统能效 比 $COP_{蒸}$
0	1.40	4.94	15.73	19.63	-0.95	873	5.05	5.04
2	1.30	4.86	14.67	19.22	-1.30	592	4.45	4.39
5	1.26	4.79	14.17	18.94	-1.91	391	3.98	3.98
10	1.21	4.68	13.64	18.51	-3.02	238	3.78	3.79
15	1.18	4.64	13.26	18.35	-3.64	192	3.63	3.62
20	1.16	4.59	13.05	18.15	-3.89	177	3.57	3.57
25	1.15	4.57	12.96	18.07	-4.15	164	3.58	3.57
30	1.13	4.54	12.65	17.95	-4.44	151	3.52	3.48

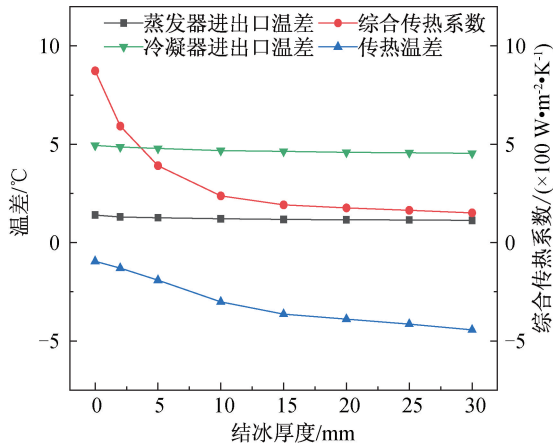


图4 不同结冰厚度对温度及传热系数的影响

Fig. 4 Influence of different icing thicknesses on temperature and heat transfer coefficient

由图4可以看出,蒸发器与冷凝器进出口温差 Δt_1 、 Δt_2 随结冰厚度的增加而缓慢减小,结冰厚度0~10 mm,传热温差 Δt 与综合传热系数 K 减小趋势显著,结冰厚度为10~30 mm时趋势平缓。 K 由0 mm时的 $873 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 降至30 mm时的 $151 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

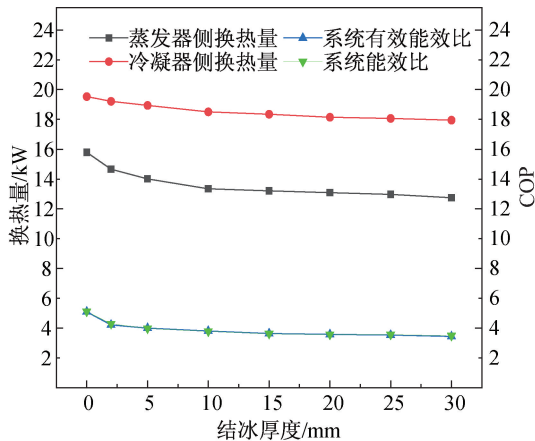


图5 不同结冰厚度对换热量及COP的影响

Fig. 5 Influence of different icing thicknesses on heat transfer and COP

图5中,系统运行期间瞬时换热量随着结冰厚度的增加而减小,即由水相变释放的瞬时潜热量相应减少。结冰厚度在0~5 mm时, $Q_{\text{蒸}}$ 与 $\text{COP}_{\text{冷}}$ 变化显著,结冰厚度在5~30 mm时变化平缓。以 $Q_{\text{蒸}}$ 表示热源侧取热量,其由15.73 kW降至12.65 kW, $Q_{\text{冷}}$ 表示用户端换热量,其由19.63 kW降至17.95 kW。0~2 mm结冰厚度范围内,为潜热换热的初始阶段,运行不稳定,各数据波动大。结冰厚度在2~30 mm,系统运行稳定,COP在4.45~3.52区间波动。COP误差为2.3%,两侧换热量误

差为2.6%,均在误差允许范围内。

系统运行4.4 h时,结冰厚度为30 mm,此时综合传热系数取 $150 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{k})$,传热温差取 $4.4 \text{ }^\circ\text{C}$,由公式(1)计算得到U型蓄冰槽系统换热量为12.65 kW,满足设计要求,用户端换热量为17.95 kW,采暖热指标按 $60 \text{ W}/\text{m}^2$ 计算,可解决 300 m^2 住宅的采暖问题。

3.3 改变流量对系统换热量、结冰厚度、COP的影响

实验系统通过改变冷媒水循环流量,保持系统其他参数设定值不变,得到两种运行工况,工况1:蒸发侧平均流量 $9.70 \text{ m}^3/\text{h}$,冷凝侧平均流量为 $3.40 \text{ m}^3/\text{h}$ 。工况2:蒸发侧平均流量 $11.20 \text{ m}^3/\text{h}$,冷凝侧平均流量为 $3.65 \text{ m}^3/\text{h}$ 。通过对实验数据的分析并将其代入公式(2)~(5)计算得出系统换热量与COP,其变化趋势如图6、图7所示。

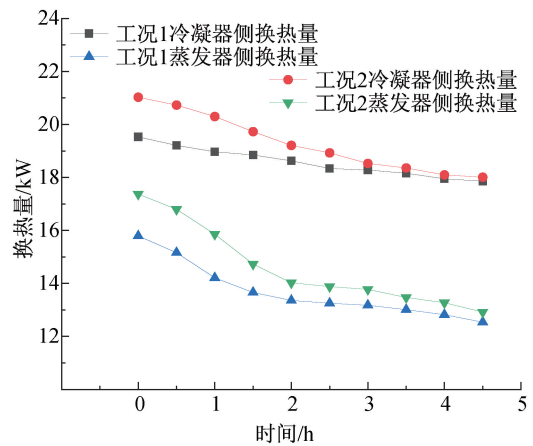


图6 不同工况下系统换热量变化图

Fig. 6 Heat exchange change diagram of the system under different working conditions

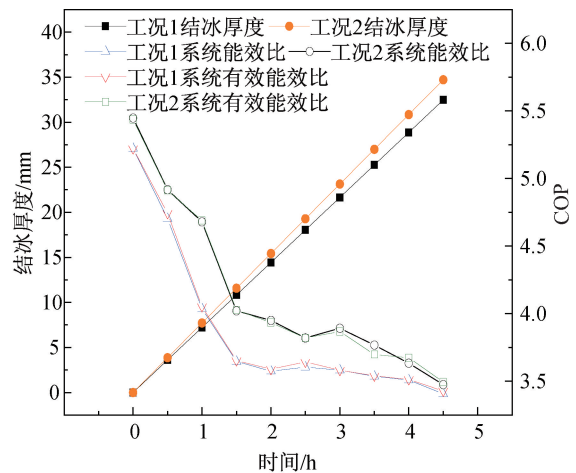


图7 不同工况下系统COP与结冰厚度变化图

Fig. 7 Diagram of system COP and icing thickness under different working conditions

表 3 不同工况下实验数据的平均值

Tab. 3 Average value of experimental data under different working conditions

名称	冷媒水 进水温度 $t_1/^\circ\text{C}$	冷媒水 出水温度 $t_2/^\circ\text{C}$	热媒水 进水温度 $t_3/^\circ\text{C}$	热媒水 出水温度 $t_4/^\circ\text{C}$	蒸发器进、 出口温差 $\Delta t_1/^\circ\text{C}$	冷凝器进、 出口温差 $\Delta t_2/^\circ\text{C}$	蒸发器 侧换热量 $Q_{\text{蒸}}/\text{kW}$	冷凝器 侧换热量 $Q_{\text{冷}}/\text{kW}$	压缩机 功率 W/kW
工况 1	-2.57	-3.80	31.95	36.69	1.23	4.74	13.49	18.74	4.86
工况 2	-3.36	-4.47	33.66	38.18	1.11	4.52	14.46	19.18	4.70

在两种工况下,结冰厚度随运行时间的增加而增加,工况 1 换热量与结冰厚度均小于工况 2;系统两侧换热量随运行时间的增加而减小,差值增大表明压缩机功率逐渐增大;冷凝、蒸发侧 COP 曲线几乎重叠但不相等,在系统运行的 0~1.5 h, COP 变化显著,1.5~4.5 h 变化相对减缓,与图 4 综合传热系数与传热温差变化趋势相对应。系统在两种工况下各实验数据平均值见表 3。

通过表 3 数据计算得出在工况 1、2 的条件下,系统有效能效比分别为 3.85、4.08。蒸发侧冷媒水流量增大 15.5%,使得用户端热媒水流量增大 7.4%;系统蒸发端换热量增大 7.2%,冷凝端换热量增大 2.4%;热泵系统 COP 增大 6.0%;压缩机平均电功率减小 3.3%。为保证蓄冰槽的均匀换热,溶液箱体积远大于循环管道,冷媒水在其内部流动十分缓慢,故冷媒水在循环管道内流量的变化引起溶液箱内流动的变化影响较小,进一步对系统换热量、COP 影响也较小,定量计算需做进一步研究。

3.4 U 型蓄冰槽内温度变化及水-冰相变分析

两种工况下 U 型蓄冰槽系统各温度变化如图 8 所示。

U 型蓄冰槽系统各温度变化在两种工况下趋势相同,中间水与周围的冰换热,温度降至 0 °C 后基本不再变化。其余各处温度均随运行时间减小,侧壁面直接与冷媒水接触换热温度最低,U 型槽内中间水不与壁面直接接触换热所以温度最高,而近底部水与下壁面相距较近换热效率高,温度低于中间水温,各处温度关系为: $t_0 > t_1 > t_d > t_b > t_2$ 。

结冰时 U 型蓄冰槽的各传热面(U 型水箱与冷媒水的接触面)与冷媒水均为单向传热,底部与侧面的八条棱会受到来自其相邻两个传热面及冷媒水三个方向传热的影响,底部四个夹角受到相邻三个传热面及冷媒水四个方向传热的影响,使得结冰厚度增加,影响范围约 10 cm,具体影响因素及范围需进一步研究。因此底面应结冰最厚,各侧面结冰厚度呈梯度变化,以距底部 10 cm 左右高度为分界线,界线以上结冰厚度小于界线以下。取冰后的实物如图 9 所示。

大致测量得出,U 型蓄冰槽内水结冰后的尺寸:高约 950 mm,长约 498 mm,宽约 98 mm,底部结冰厚度约为 45 mm,长短两侧面底部结冰厚度分别约为 35、40 mm,顶部结冰厚度约为 20、25 mm。结冰厚度:底面>各短侧面>各长侧面,各侧面底部>顶部,与实验预期相符。

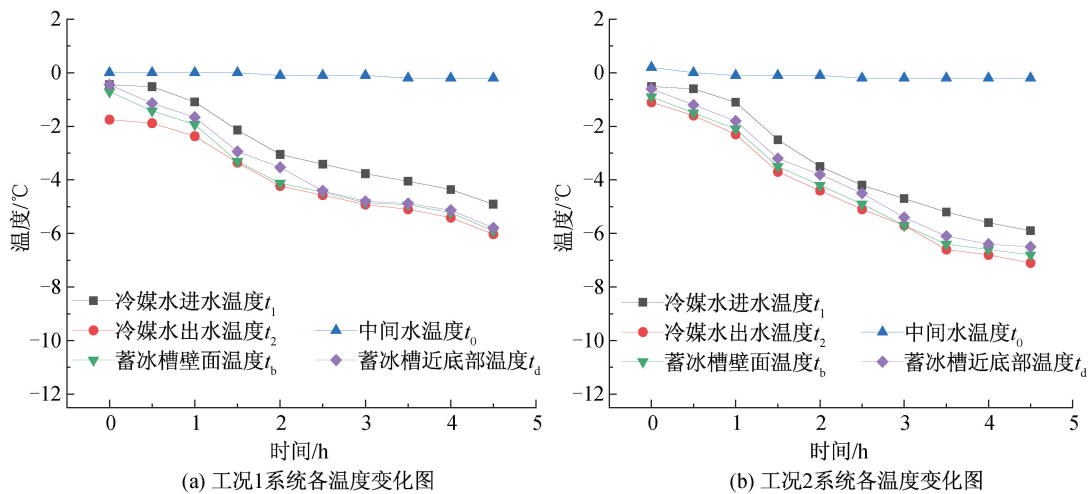


图 8 不同工况下 U 型蓄冰槽系统各温度变化图

Fig. 8 Temperature variation diagram of U-shaped ice storage tank system under different working conditions



图9 取冰实物图

Fig. 9 Physical picture of ice removal

4 融冰过程计算与测试

本系统使用功率为 12 kW 的电加热器作为融冰热源^[10],冷媒水循环水量 500 kg,融冰耗热量 Q_r 包括将冷媒水由 $-4.4\text{ }^{\circ}\text{C}$ 加热升到 $2.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 所需的热量 Q_1 和将冰融化至从蓄冰槽表面脱离的热量 Q_2 两部分。融冰厚度取 0.02 mm ,经计算 Q_1 为 $14\,490\text{ kJ}$, Q_2 为 $1\,167\text{ kJ}$ 。融冰能耗占比计算公式为 $\varepsilon = Q_r / (Q_{\text{冷}} + Q_r) \times 100\%$,以 4 h 为一循环周期,融冰耗热量为 $15\,657\text{ kJ}$, $Q_{\text{冷}}$ 为 $266\,256\text{ kJ}$,融冰能耗占比 5.6%,理论计算融冰时间为 21.5 min ,实测为 26 min ,原因是 U 型蓄冰槽放置在溶液箱内,冷媒水循环时受到传热不均、构造不同及环境温度等因素的影响,使得融冰时间延长。

5 结论

1) 实验系统整体结构简单、操作方便,设备占用空间小,实现了水-冰相变潜热的高效利用,设计供热量能满足北方山区和寒冷地区 300 m^2 房屋的供暖需求。

2) 实验系统可持续运行 4.5 h,期间结冰厚度在 $2\sim 30\text{ mm}$ 内,COP 在 $4.45\sim 3.52$ 区间波动,综合传热系数由 $592\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 降至 $151\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,用户侧换热量由 19.22 kW 降至 17.95 kW ,U 型蓄冰槽系统在结冰厚度达到 30 mm 时,实际换热量

量为 12.65 kW 。

3) 蒸发侧冷媒水流量增大 15.5% ,使压缩机平均电功率减小 3.3% ;冷凝侧热媒水流量增大 7.4% ;蒸发侧换热量增大 7.2% ;冷凝侧换热量增大 2.4% ;COP 增大 6% ,合理改变冷媒水循环流量,使其对系统换热量、COP 的影响在合理范围内。

4) 系统以 4 h 为一循环周期,融冰耗热量 $15\,657\text{ kJ}$,融冰能耗占比为 5.6% ,融冰时间 26 min 。

参考文献:

- [1] MOHAMMAD M H, SEPEHR M, MAJID S. Battery thermal management with thermal energy storage composites of PCM, metal foam, fin and nanoparticle[J]. Journal of Energy Storage, 2020, 28(4): 1-14.
- [2] PETER W E, MICHAEL K. From physical properties of ice slurries to industrial ice slurry applications[J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28(7): 4-12.
- [3] 孙德兴,张承虎,吴荣华,等. 利用冷水凝固热的热泵系统与装置[J]. 暖通空调, 2006(7): 41-44.
- [4] 张承虎. 提取冷水凝固潜热的换热理论与装置[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2008.
- [5] 刘志斌,岳远博,吴荣华. 冷水相变能热泵系统及其传热性能[J]. 暖通空调, 2020, 50(10): 94-98.
- [6] 杨玉娟,吴荣华,岳远博. 冷水相变能热泵系统的性能系数与经济性分析[J]. 热能动力工程, 2023, 38(3): 150-157.
- [7] 许超,张昌建,罗景辉,等. 面向煤矿的套管式相变凝固换热装置与热泵供暖系统实验研究[J]. 煤炭工程, 2022, 54(12): 152-156.
- [8] 张承虎,孙德兴. 两侧对流条件下平面冻结凝固相变换热分析[J]. 太阳能学报, 2009, 30(1): 75-80.
- [9] 程艳芳,吴荣华,于灏,等. 冷水相变机与空气源热泵耦合系统最佳工况点及能耗分析[J]. 热能动力工程, 2022, 37(3): 168-175.
- [10] 刘小溪,张昌建,胡文全,等. 太阳能/直蒸式水源热泵耦合供暖系统的应用研究[J]. 太阳能, 2022(8): 64-69.

(责任编辑 王利君)