

储热储冷多场景应用专刊



新型相变储能装置在热泵系统中双工况运行特性与用能调控研究

李为林¹, 王汉瑞¹, 黄淳宇², 梁永辉¹, 高海超¹, 郭亚宾¹

(¹郑州大学土木工程学院, 河南 郑州 450001; ²上海和苜节能科技有限公司, 上海 100080)

摘要: 为提升建筑空调系统用能柔性并适配冬夏差异化供能需求, 本工作提出一种开式非承压、可更换相变材料的新型管壳式储能水箱, 并将其集成于常规空气源热泵系统中。通过实验与数值模拟相结合的方法, 系统研究了该复合系统在冬、夏双工况下的蓄放热性能与用能调节能力。结果表明: 冬季运行时, 通过调节风机盘管设定温度(20~24℃)与风速(850~1430 m³/h), 相变储能水箱的释热时长可在48~90 min内调节, 提升幅度达87.5%, 系统用电削减率为89.2%~95.3%; 夏季实验验证了系统释冷工况的可行性与稳定性, 模拟结果表明完全蓄冷后可支持连续供冷约155 min。此外, 模拟优化显示连续蓄热时间较实验可缩短约57%。本工作通过结构创新与运行模式设计, 显著提升了空气源热泵系统在制冷制热双工况下的用能调节能力, 为相变储能在建筑空调中的应用提供了技术参考。

关键词: 空气源热泵; 相变储能; 双工况运行; 用能特性

doi: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2025.1155

中图分类号: TU 831

文献标志码: A

文章编号: 2095-4239 (2026) 03-794-12

Research on energy regulation of air source heat pump air-conditioning system based on new phase change energy storage device

LI Weilin¹, WANG Hanrui¹, HUANG Chunyu², LIANG Yonghui¹, GAO Haichao¹, GUO Yabin¹

(¹School of Civil Engineering, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, Henan, China; ²Shanghai Hemu Energy Saving Technology Co., Ltd, Shanghai 100080, China)

Abstract: To enhance the energy flexibility of building air conditioning systems and meet distinct seasonal energy supply demands, this study proposes a novel open-type non-pressurized shell-and-tube phase-change energy storage tank, which allows convenient replacement of phase change material, and integrates it into a conventional air-source heat pump system. The thermal performance and energy regulation capacity of the integrated system under two operating modes were systematically investigated through combined experimental and numerical approaches. Results show that during winter operation, by adjusting the fan-coil unit set temperature (20—24℃) and fan speed (850—1430 m³/h), the heat release duration of the phase-change energy storage tank could be regulated from 48 min to 90 min, representing an increase of up to 87.5%, while the system's electricity

收稿日期: 2025-12-24; 修改稿日期: 2026-01-29。

基金项目: 河南省科技攻关项目(252102321079), 河南省自然科学基金青年项目(252300421524)。

第一作者: 李为林(1988—), 女, 博士, 讲师, 研究方向为储能及建筑柔性控制, E-mail: weilinli@zzu.edu.cn; 通信作者: 郭亚宾, 博士, 副教授, 研究方向为空调系统控制优化和故障诊断, E-mail: guoyb_h@zzu.edu.cn。

引用本文: 李为林, 王汉瑞, 黄淳宇, 等. 新型相变储能装置在热泵系统中双工况运行特性与用能调控研究[J]. 储能科学与技术, 2026, 15(3): 794-805.

Citation: LI Weilin, WANG Hanrui, HUANG Chunyu, et al. Research on energy regulation of air source heat pump air-conditioning system based on new phase change energy storage device[J]. Energy Storage Science and Technology, 2026, 15(3): 794-805.

consumption reduction reached 89.2%—95.3%. Summer experiments verified the feasibility and operational stability of the cooling release mode. Simulations indicated that a fully charged tank could sustain continuous cooling for approximately 155 min. Furthermore, simulation-based optimization suggested that the full heat storage time could be shortened by about 57% compared to the experimental conditions. Through structural innovation and operational mode design, this work significantly improves the energy regulation capability of air-source heat pump systems under both heating and cooling conditions, offering a technical reference for the application of phase-change energy storage in building air conditioning.

Keywords: air source heat pumps; energy consumption characteristics; dual-mode operation; phase change energy storage

在“双碳”战略目标驱动下,构建以可再生能源为主体的新型电力系统已成为必然趋势^[1]。建筑领域作为能源消耗与碳排放的关键部门,其用能结构的清洁化、柔性化转型对于实现全社会低碳发展具有重要意义^[2]。然而,风电、光伏等可再生能源发电具有显著的间歇性与波动性,其出力曲线与建筑用能需求曲线往往存在时空错配,这严重制约了可再生能源在建筑中的直接高效利用与规模化消纳^[3]。在此背景下,储能技术因其能够实现能量的时空平移,有效平抑供需波动、增强系统灵活调节能力,被视为促进建筑领域可再生能源高效利用、提升建筑用能柔性、实现供需双侧互动的关键技术^[4]。

相变储能利用相变材料能够两相转化吸收或释放热量的特性来完成储能和释能^[5],在建筑空调系统中能有效消纳可再生能源并调节用电柔性^[6]。在建筑空调系统中通常设置潜热蓄能设备应用潜热蓄热技术^[7]。常见潜热蓄能设备有套管式^[8-9]、板式^[10]和管壳式^[11-12]等多种构造形式。管壳式相变换热器因结构简单,换热效率高^[13],被视为与建筑空调热泵系统结合的理想选择之一。为进一步提升其性能,学者已展开诸多研究,Tiari等人^[14]发现向水箱内加装肋片、Yang等人^[15]通过改变肋片间距均使得水箱储放热效率提升,Safari^[16]发现石蜡作为相变材料矩形壳的换热器比传统圆形壳的换热器融化时间减少了27.05%。但在融化后期热分层现象引发相变延迟,偏心系数增大导致平均温度降低。Shakrina^[17]模拟了相变换热器不同参数对系统性能的影响,结果表明增加管道直径和相变材料厚度会增加系统的储能总量。张腾腾等^[18]通过实验研究发现管壳式相变储热器的储热效率会随着雷诺数的增

加而降低。在建筑中安装相变换热器时,用户更期待在冬夏两季都可以使用。而以上研究大都限于单一工况,虽有学者探索了双工况运行的相变储能水箱^[19-20],但大多限于小型验证实验或模拟层面,缺乏实际应用实验验证。

综上所述,现有研究装置结构多采用闭式承压设计对原系统结构和运行稳定影响较大,相变材料封装后难以更换,难以适配冬夏两季不同相变材料的需求,且此类设计通常难以在不显著改动原系统结构与不影响其运行稳定的前提下进行集成。此外,研究多集中于装置自身的性能模拟或小型台架实验,缺乏在实际建筑空调系统中进行完整系统集成与冬夏双工况换季运行的实证研究。

针对现有研究的不足,本工作的创新点与主要贡献体现在以下方面,本研究设计并搭建了一种新型开式,非承压的管壳式相变储能水箱,便于相变材料更换以适应多季节使用需求。采用低干预,高兼容的集成方式,在保留原系统主体结构的基础上构建了相变储能空气源热泵复合系统;通过设计多组调控策略,开展了冬季蓄/释热与夏季蓄/释冷的双工况完整周期实验,并结合数值模型,系统研究了该相变储能水箱在实际建筑场景中的运行性能与用能调节能力。

1 空气源热泵相变储能系统开发与实验研究

1.1 空气源热泵相变储能系统原理

1.1.1 相变储能系统构成及控制原理研究

在现有风冷热泵空调系统的基础上加装上述相变储能水箱构成相变储能系统,同时为实现不同工作模式的切换,加入电磁阀等部件通过控制平台实

现自动运行和检测，系统原理图如图 1 所示。

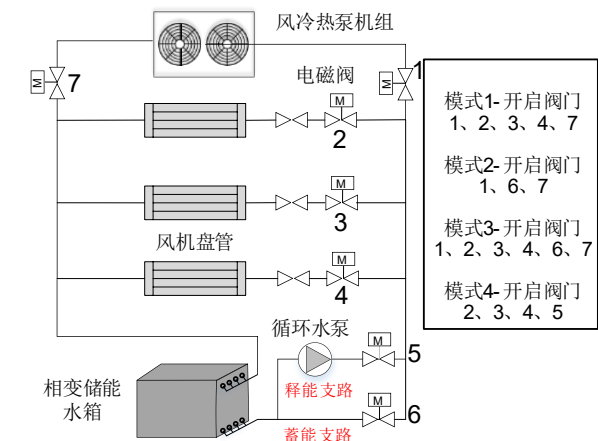


图 1 系统原理图

Fig. 1 System schematic diagram

基于以上原理设计对现有热泵系统进行改造，将相变储能水箱与风机盘管末端并联在风冷热泵空调系统内。水箱支路与风冷热泵机组出水侧连接处设置“储能支路”与“释能支路”两条支路，支路流通由电磁阀切换。储能支路连接温度传感器、电磁流量计、压力变送器 and 手动调节阀，用于监测水箱储能情况。释能支路还装有循环水泵，为风机盘管供能。系统运行状况由控制平台进行监测。系统主要分为四种运行模式，单机运行模式；水箱单独储能模式；风机盘管水箱联合运行模式；水箱释能模式。

1.1.2 开式相变储能水箱设计

现有研究中多将相变储能水箱设计为闭式承压结构，不利于换季更换相变材料。对此，本研究在传统管壳式换热器的基础上设计了一种无压相变储能水箱的结构，结构示意图如图 2 所示。

相变储能水箱壳体由 304 不锈钢板制成外设保温层，并且采用开式结构，上部设置可活动顶盖，便于充注相变材料。水箱底部设泄水口，可将储能水箱中相变材料排出，便于冬、夏季节更换相变材料。水箱右侧上、下端出口接分/集水器，热媒水下进上回。各分/集水器与箱内可弯曲盘管相连，盘管呈竖直折叠布置。相变材料填充于水箱壳体中，热媒水在密闭盘管内流动，通过波纹管壁与相变材料换热。

考虑系统运行的 45℃ 的最高回水温度和 9℃ 的最低回水温度，以及安全、环保及经济性要求，本

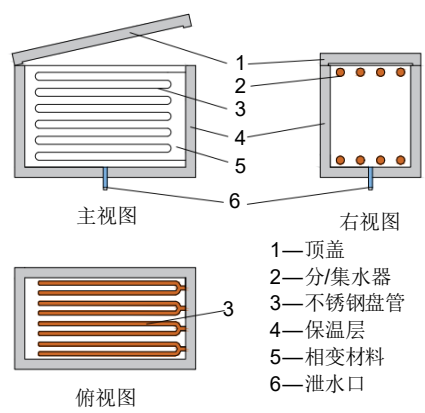


图 2 相变储能水箱结构示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the phase change energy storage water tank structure

研究冬季采用相变温度为 43℃ 的有机脂肪酸复合相变材料，主要成分为三硬脂酸甘油酯、三棕榈酸甘油酯和三肉豆蔻酸甘油酯，夏季选用相变温度为 10℃ 的石蜡，具体物性参数见表 1。

表 1 相变材料参数

Table 1 Phase change material parameter				
使用季节	相变温度/℃	储能密度/(J/g)	密度/(g/cm ³)	过冷度/℃
冬季	43	190	0.86	<1
夏季	10	200	0.89	<1

1.2 冬夏双工况实验方案设计

为验证系统的整体运行性能与相变储能水箱的实际运行性能。实验分为冬、夏两季进行，冬夏两季实验均包含蓄能与释能两个阶段。蓄能阶段，为保证主机运行稳定，风冷热泵机组同时向风机盘管末端和相变储能水箱供能。释能阶段，由储能水箱通过支路循环水泵驱动向风机盘管供能，热泵主机不运行。实验过程中记录室温变化及相变材料状态等，冬、夏季实验的风机盘管设定参数见表 2。

相变储能水箱的释热运行效果由释热时长、相

表 2 实验方案设定参数

Table 2 Experimental scheme setting parameters			
季节	名称	编号	设定参数
冬季	风机盘管设定	1	温度：20℃，风速：低速(850 m ³ /h)
	温度对释热效	2	温度：22℃，风速：低速(850 m ³ /h)
	果的影响	3	温度：24℃，风速：低速(850 m ³ /h)
	风机盘管设定	4	温度：22℃，风速：中速(1140 m ³ /h)
	风速对释热效	5	温度：22℃，风速：高速(1430 m ³ /h)
夏季	夏季释冷工况	6	温度：26℃，风速：低速(850 m ³ /h)
	可行性实验		

变潜热提取率、用电量削减率等参数综合反映。风机盘管散热量可由其进出水温度及流量计算，如式(1)。相变储能水箱中实际共放置相变材料 95 kg，其焓值为 190 kJ/kg，可存储相变潜热 18050 kJ，据此可得出不同工况下相变储能水箱的相变潜热提取率，如式(2)。

$$Q_F = \sum (T_5 - T_6) Q_{V,c} \rho_w C_{p,w} \tau \tag{1}$$

式中， Q_F 为风机盘管的散热量，kJ； T_5 为风机盘管的进口温度，℃； T_6 为风机盘管的出口温度，℃； $Q_{V,c}$ 为循环水泵推动下盘管中热媒水的流量，m³/s； ρ_w 为热媒水的密度，kg/m³； $C_{p,w}$ 为热媒水的比热容，kJ/(kg·℃)； τ 为风机盘管的工作时间，s。

$$\eta = \frac{Q_F}{\rho'_p V_p h_p} \tag{2}$$

式中， η 为水箱相变潜热提取率； V_p 为相变材料的体积，m³； ρ'_p 为固态相变材料的密度，kg/m³；

h_p 为相变材料的潜热，J/kg。
根据采集电量数据可获得不同工况下系统所消耗电量，如式(3)。

$$\gamma = \frac{W_F + W_P}{W_C} \tag{3}$$

式中， γ 为相变水箱的用电量削减率； W_F 为释热时风机盘管的耗电量，kWh； W_P 为释热时释热水泵的耗电量，kWh； W_C 为未采用相变水箱时系统的耗电量，kWh。

1.3 测试参数及测点布置

实验测量参数及测点布置如图3所示，主要测量参数见表3。室内温度测点[图3(a)]沿房间平面对角线三等分布置，距地面 1.5 m；室外温度测点位于北侧外窗外；风机盘管送风温度测点置于风口处。为监测相变材料整体温度变化，在储能水箱内部上、中、下三个高度分别设置温度测点[图3(c)]。水路系统温度与流量测点按图3(b)所示位置安装，所有数据由温度自记仪与自动采集系统实时记录。

表 3 测量参数
Table 3 Measurement parameter

测量参数	符号	单位	测量仪器	
			型号	参数
室内温度	T_{in}	℃	热电偶记录仪 CTR-380-16	测量精度：0.5
相变储能水箱内测点温度	T_a, T_b, T_c	℃		测量范围：0~1300℃
室外温度	T_{out}	℃		测量精度：±0.5℃
风机盘管送风温度	T_1	℃	温湿度记录仪 RC-4HC	测量范围：-30~60℃
水箱储能、释能支路水温	T_2, T_3	℃	温度传感器 Pt100	测量精度：±0.1℃ 测量范围：-50~200℃
风机盘管进、出水温度	T_5, T_6	℃		
热泵机组供、回水温度	T_1, T_2	℃		
水箱出口温度	T_5, T_6	℃		
水箱支路水流量	Q_v	kg/m³	涡轮流量变送器 HR-LWGB-15	测量精度：±0.1% 测量范围：0~6 m³/h
空冷热泵功率	P_H	W	单相电子式轨道有源式电能表 DDS4921	当前规格：5(80) A 仪表常数：1600 imp/kWh
风机盘管功率	P_F	W		
释热水泵功率	P_w	W		

2 热力学模型

2.1 储热及释冷过程建模

在水箱的蓄热及释冷阶段，包裹波纹管的相变材料开始熔化，熔化范围逐渐扩大。鉴于波纹管的长度与其直径相比要长得多，轴向传热可以忽略不计，问题简化为一维分析，将波纹管沿水流方向划分成 n 个微元，分析微元传热。

微元段的传热过程可分为五个部分^[21]：①波纹管内热媒水与波纹管内壁的对流换热过程，②波纹管壁的导热过程，③波纹管外壁与相变材料的对流换热过程，④液态相变材料间的传热过程，⑤相变材料的相变过程，如图4所示。

(1) 波纹管内热媒水与波纹管内壁之间的对流传热过程中，波纹管内热媒水的流动具有强制湍流的特点。因此水流侧的努塞尔数 Nu_w ，可以使用

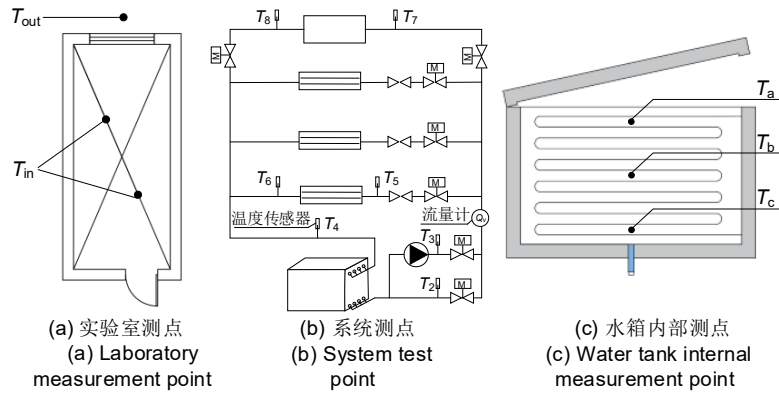


图3 实验测点布置

Fig. 3 Experimental measurement point layout

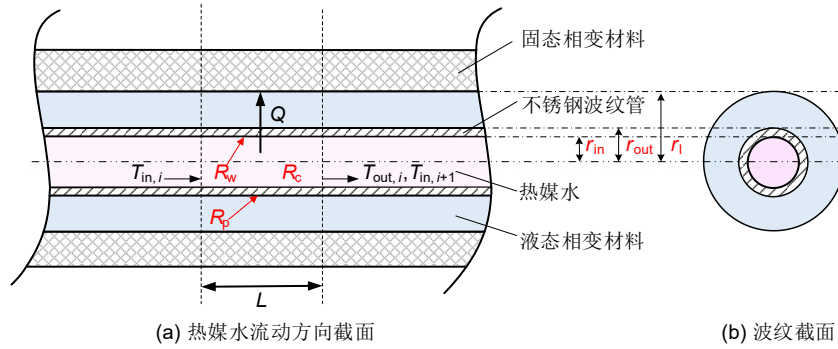


图4 储热及释冷过程示意图

Fig. 4 Schematic diagram of heat storage and cooling release process

Dittus-Boelter 方程[式(4)]计算。

$$Nu_w = 0.023 Re_w^{0.8} Pr_w^{0.3} \quad (4)$$

式中, Re_w 是热媒水的雷诺数; Pr_w 是热媒水的普朗特数。

波纹管内壁与热媒水之间的对流传热系数和热阻可以使用式(5)和式(6)计算:

$$h_w = Nu_w \frac{\lambda_w}{2r_{in}} \quad (5)$$

$$R_{w,i} = \frac{1}{2\pi h_w r_{in} l} \quad (6)$$

式中, h_w 是波纹管内壁与水之间的对流传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; r_{in} 为波纹管的内半径, m; $R_{w,i}$ 为波纹管内壁与热媒水之间的热阻, $^\circ C/W$; l 为微元长度, m。

(2) 波纹管管壁的导热热阻可以使用式(7)计算:

$$R_{c,i} = \frac{1}{2\pi \lambda_c l} \ln \left(\frac{r_{out}}{r_{in}} \right) \quad (7)$$

式中, $R_{c,i}$ 为波纹管管壁的导热热阻, $^\circ C/W$; r_{out} 为波纹管的外半径, m; λ_c 为波纹管的导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$ 。

(3) 波纹管外壁与相变材料之间的对流传热过程中, 相变材料侧的努塞尔特数是使用 Churchill 和 Chu^[22] 提出的经验公式[式(8)]计算得出, 该公式适用于水平圆柱体的自然对流传热过程。

$$Nu_p = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 Ra_p^{1/6}}{\left[1 + (0.559/Pr_p)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (8)$$

式中, Ra_p 是相变材料的瑞利数; Pr_p 是相变材料的普朗特数。

波纹管外壁和相变材料之间的对流传热系数和热阻可用式(9)和式(10)计算:

$$h_p = Nu_p \frac{\lambda_p}{2r_{out}} \quad (9)$$

$$R_{p,i} = \frac{1}{2\pi h_p r_{out} l} \quad (10)$$

其中 h_p 是波纹管外壁与相变材料之间的对流传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; $R_{p,i}$ 是波纹管外壁和相变材料之间的热阻, $^\circ C/W$ 。

(4) 液态相变材料间的传热过程中相变材料会在波纹管周围形成同心环, 该传热过程可近似于导

热传热。相变材料环的热阻可用式(11)计算:

$$R_{PCM,i} = \frac{1}{2\pi\lambda_p l} \ln\left(\frac{r_{PCM,i}}{r_{out}}\right) \quad (11)$$

式中, $R_{PCM,i}$ 是相变材料的热阻, $^{\circ}\text{C}/\text{W}$; $r_{PCM,i}$ 为 i 时刻相变材料的环半径, m 。

此过程中微元内热媒水和相变材料之间的传热量可用式(12)确定:

$$Q_{1,i} = \frac{T_{in,i} - T_p}{R_{w,i} + R_{c,i} + R_{p,i} + R_{PCM,i}} \tau \quad (12)$$

式中, $Q_{1,i}$ 为微元在蓄热时的得热量, J ; $T_{in,i}$ 为微元中热媒水的入口温度, $^{\circ}\text{C}$; τ 是运行周期, s 。

(5) 相变材料的相变过程中, 热媒水中传递的热量转化为熔化相变材料所需的热量, 其计算方法为式(13):

$$Q_{1,i} = Q_{m,i} = h_{PCM} \pi \left[(r_{PCM,i}^j)^2 - (r_{PCM,i}^{j-1})^2 \right] \rho_{p,s} \quad (13)$$

式中, $Q_{m,i}$ 为相变材料熔化吸收的热量, J ;

h_{PCM} 为相变材料的相变潜热, J/kg ; $r_{PCM,i}^j$ 为相变材料环在 j 时刻的半径, m ; $r_{PCM,i}^{j-1}$ 是相变材料环在 $j-1$ 时刻的半径, m 。

热媒水的热量也可以通过其比热容来确定, 如式(14), 因此, 微元 i 的出口温度 $T_{out,i}$ 如式(15):

$$Q_{1,i} = C_{p,w} Q_{V,w} \rho_w \tau (T_{in,i} - T_{out,i}) \quad (14)$$

$$T_{out,i} = T_{in,i} - \frac{Q_{1,i}}{C_{p,w} Q_{V,w} \rho_w \tau} \quad (15)$$

对于微元 $i+1$, 入口温度等于微元 i 的出口温度, 如式(16):

$$T_{in,i+1} = T_{out,i} \quad (16)$$

2.2 释热及蓄冷过程建模

2.2.1 显热释热及蓄冷建模

显热释热及蓄冷过程主要分为三个部分^[21]: ①波纹管内热媒水与波纹管内壁的对流换热过程; ②波纹管壁的导热过程; ③波纹管外壁与相变材料的对流换热过程。如图5所示。

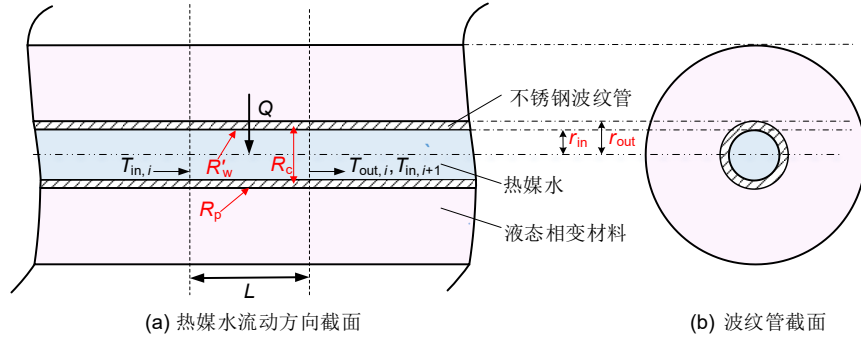


图5 释热及蓄冷过程示意图

Fig. 5 Schematic diagram of heat release and cold storage process

(1) 热媒水与波纹管内壁之间的对流传热过程中, 努塞尔数使用 Dittus-Boelter^[23] 方程确定。在释热及蓄冷过程, 波纹管内热媒水温度低于壁温, 因此需要使用不同的经验公式[式(17)]来计算系数。

$$Nu_w = 0.023 Re_w^{0.8} Pr_w^{0.4} \quad (17)$$

波纹管内壁与热媒水之间的对流传热系数 h_w 和热阻 $R_{w,i}$ 可以使用式(9)和式(10)计算。

(2) 波纹管壁的导热传热过程中, 微元波纹管壁的导热系数可以使用式(11)计算。

(3) 波纹管外壁和液体相变材料之间的对流换热系数 $R_{p,i}$ 与热阻 $R_{c,i}$ 使用式(8)~(10)中的计算方法确定。此传热过程中微元的热媒水与相变材料之间的换热量可公式(18)计算:

$$Q_{2,i} = \frac{T_p - T_{in,i}}{R_{w,i} + R_{c,i} + R_{p,i}} \tau \quad (18)$$

式中, $Q_{2,i}$ 是微元在显热释热及蓄冷条件下的换热量, J 。

热媒水中传递的热量可利用其比热容按式(19)计算得到, 微元的出口温度 $T_{out,i}$ 可由式(20)计算得出:

$$Q_{2,i} = C_{p,w} Q_{V,w} \rho_w \tau (T_{out,i} - T_{in,i}) \quad (19)$$

$$T_{out,i} = T_{in,i} + \frac{Q_{2,i}}{C_{p,w} Q_{V,w} \rho_w \tau} \quad (20)$$

当水箱释热及蓄冷时, 热媒水的温度会随着波纹管的散热而降低。波纹管散热后, 水箱 j 时刻的出口水温成为 $j+1$ 时刻的水箱入口温度, 如式(21)。

$$T_{in,1}^{j+1} = T_{out,n}^j - \frac{Q_{FCU}}{C_{p,w} Q_{V,w} \rho_w t} \quad (21)$$

式中, $T_{in,1}^{j+1}$ 是波纹管在 $j+1$ 时刻的入口温度, $^{\circ}\text{C}$; $T_{out,n}^j$ 表示波纹管在 j 时刻的出口温度, $^{\circ}\text{C}$; Q_{FCU} 表示波纹管释放的热量, J ; t 是热媒水通过波纹管的时间, s 。

2.2.2 潜热释热及蓄冷建模

潜热释热及蓄冷传热过程主要分三个部分: ①波纹管内部热媒水与波纹管内部的对流换热过程; ②波纹管壁的导热过程; ③固态相变材料内部的热传导过程。前两部分对应显热释热及蓄冷模型, 详见第2.2.1节。

固态相变材料内部的热传导过程中, 固态相变材料会在波纹管周围形成同心环, 此传热过程近似于导热传热。相变材料环的热阻可按式(11)计算。热介质水与相变材料内部之间的热交换量按式(22)计算:

$$Q_{3,i} = \frac{T_p - T_{in,i}}{R_{w,i} + R_{c,i} + R_{PCM,i}} \tau \quad (22)$$

式中, $Q_{3,i}$ 是微元在潜热释热或蓄冷条件下的传热量, J 。

随着释热及蓄冷过程的进行, 热媒水传递的热量转化为相变材料凝固释放的热量, 如式(23)所示:

$$Q_{3,i} = Q_{n,i} = h_{PCM} \pi \left[(r_{PCM,i}^j)^2 - (r_{PCM,i}^{j-1})^2 \right] l \rho_{p,l} \quad (23)$$

式中, $Q_{n,i}$ 表示相变材料凝固释放的热量, J ; $\rho_{p,l}$ 是液体相变材料的密度, kg/m^3 。

同时, 可利用热媒水的比热容来确定其传热量和微元的出口温度, 计算方法如式(24)和(25)。

$$Q_{3,i} = C_{p,w} Q_{V,w} \rho_w \tau (T_{out,i} - T_{in,i}) \quad (24)$$

$$T_{out,i} = T_{in,i} + \frac{Q_{3,i}}{C_{p,w} Q_{V,w} \rho_w \tau} \quad (25)$$

3 结果与分析

3.1 实验结果及分析

3.1.1 冬季实验结果分析

蓄热前水箱内相变材料状态为固态[图6(a)], 经280分钟蓄热后, 水箱储能完成, 水箱内相变材料全部转变为液态[图6(b)]。相变材料初始平均温度为 39.5°C , 储能完成时其平均温度达 43°C 。结果表明, 在风冷热泵主机同时为风机盘管与水箱供能的模式下, 系统能够稳定运行。



(a) 水箱蓄热开始时相变材料状态

(a) Phase change material state at the start of water tank heat storage



(b) 水箱蓄热完成时相变材料状态

(b) Phase change material state when the water tank has finished storing heat

图6 水箱蓄热过程相变材料状态变化

Fig. 6 The state change of phase change material during the heat storage process of the water tank

释热实验旨在研究风机盘管在不同设定温度与送风速度下, 相变储能水箱的释热性能。实验开始时, 水箱中相变材料完全液化, 并表现轻微过热度, 平均温度 48°C 。水箱出水温度降至 30°C 认为释热过程结束, 此时水箱内大部分相变材料已凝固, 仅余少量液态(图7)。风机盘管设定温度为 20°C 、 22°C 和 24°C , 以及低、中、高三种风速(对应 $850 \text{ m}^3/\text{h}$ 、 $1140 \text{ m}^3/\text{h}$ 和 $1430 \text{ m}^3/\text{h}$)下的各工况实验参数变化如图8所示。

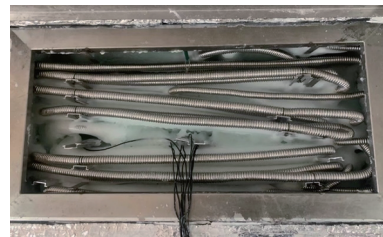


图7 水箱释热结束相变材料状态

Fig. 7 The state of phase change material at the end of heat release in the tank

冬季释热实验结果如表4所示, 系统在各工况下均实现了 $89.2\% \sim 95.3\%$ 的较高用电削减率, 但相变储能水箱释热时长与相变潜热提取率因运行参数不同而呈现差异。当风机盘管低风速运行, 设定

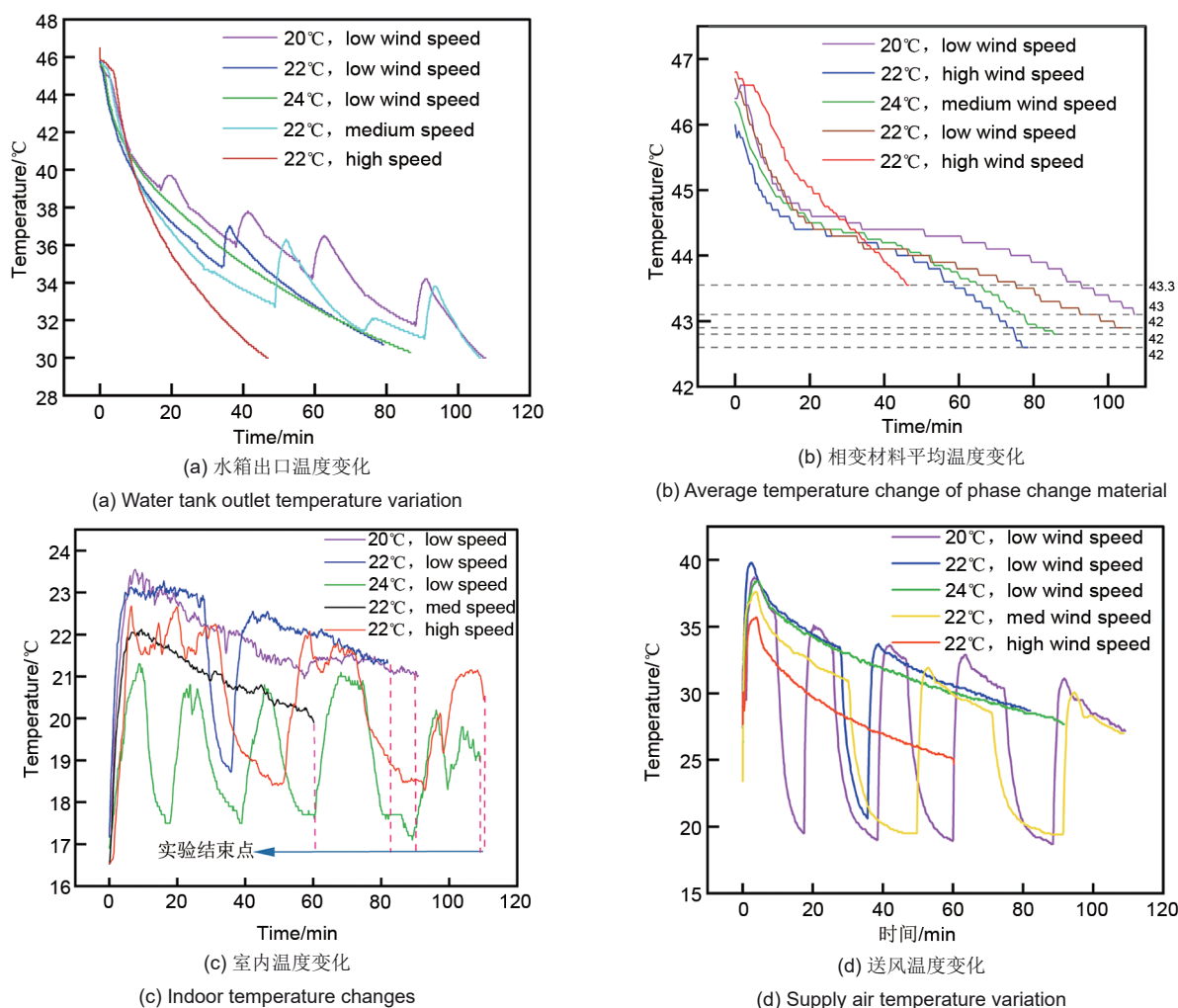


图 8 冬季释热各工况实验结果

Fig. 8 Experimental results of each working condition of heat release in winter

温度为 20℃，室内温度迅速达到设定点导致风机频繁启停，释热工况未能连续运行，潜热提取率最低，为 57.1%，但释热时长仍保持较高水平。设定温度为 22℃、低风速运行时，系统运行最为平稳，潜热提取率达到最高的 71.0%，释热时长为 81 分钟。设定温度为 24℃、低风速时，相变材料凝固

速度最快，潜热提取率为 67.2%，释热时长可达 90 min。在设定温度 22℃ 的条件下，风机盘管风速为中速(1140 m³/h)，相变储能获得最长的释热时长 109 分钟，潜热提取率为 61.3%；当风速设定为高速(1430 m³/h)时，释热总时长最短，为 48 min，潜热提取率相对降低，为 89.2%。

表 4 冬季各工况实验结果

Table 4 Experimental results under various operating conditions in winter

编号	工况	释热时间 /min	净释热时间 /min	FCU 散热量/kJ	潜热提取率	未采用水箱耗 电量/kWh	释热 FCU 耗 电量/kWh	释热水泵耗 电量/kWh	用电削减率
1	20℃低速	109	65	10307.0	57.1%	2.30	0.11	0.11	95.2%
2	22℃低速	81	74	12823.4	71.0%	1.71	0.12	0.08	95.3%
3	24℃低速	90	90	12124.8	67.2%	1.90	0.15	0.15	92.1%
4	22℃中速	109	69	11059.8	61.3%	2.30	0.14	0.13	94.3%
5	22℃高速	48	48	8691.84	48.2%	1.02	0.14	0.11	89.2%

各工况下均存在部分潜热未能完全提取的现象,进一步分析其主要原因在于相变材料在管壁凝固后传热热阻增大,以及风机盘管停机期间相变材料向环境散热造成热损失。尽管如此此部分能量除了少部分散于环境中,大部分热量依然存储于水箱内,可用于减少下一周期水箱蓄热时间。在实际应用中,可在相变储能水箱外加强保温,减少停机时间长导致的热量损失;在相变储能水箱内加强换热,同时避免相变材料在盘管上快速凝固恶化传热效果。总体而言,该相变储能系统在五种运行策略下均能实现较长的持续释热时间,且通过改变风机盘管的设定温度与风速,相变储能水箱维持室内热舒适的释热时长可从 48 min 调节至 90 min,提升幅度达 87.5%,可满足建筑用户在用电高峰时段的短期负荷削减与热舒适维持需求。

3.1.2 夏季实验结果分析

夏季实验受限于商用热泵机组低温回水保护停机的固有控制逻辑,未能实现相变材料的完全凝固蓄冷,最终仅约 13.7% 的材料转化为固态,见图 9(a),并在此基础上开展了相变水箱的释冷实验。释冷实验期间,保持风机盘管设定温度为 26℃,风速为低速,水箱释冷时长为 42 min,释冷结束时水箱中固态相变材料均已熔化,如图 9(b)所示。

在设定温度 26℃、低风速的释冷实验中,尽管因相变储能水箱未完全蓄冷,影响了系统性能评估,但释冷过程中风机盘管持续运行,送风温度平稳上升[图 10(d)],表明系统在部分蓄冷条件下仍可实现稳定、连续的供冷。理论推算可得,完全蓄冷所能提供的蓄冷量可支持约 142 min 的供冷时长。

此外,冬夏两季蓄/释冷过程的传热机理仅传热方向相反:冬季蓄热与夏季释冷过程管内热媒水向相变材料放热以使其熔化;冬季释热和夏季蓄冷管内冷流体则从相变材料中吸热使其凝固。又因冬季实验已充分验证该在相变储能水箱熔化与凝固两种相变过程中均具有稳定、高效的传热能力。因此,尽管夏季实验因限制而未实现完全蓄冷,但从传热机理上可合理推论,系统具备相变储能水箱完整蓄冷与释冷的可行性。

3.2 模拟结果及分析

为系统性地评估相变储能水箱的理论性能,在理想条件下分别对其冬季蓄热以及夏季蓄冷、释冷过程进行了数值模拟。模拟中,相变材料凝固与熔



(a) 水箱蓄冷开始时相变材料状态

(a) Phase change material state at the start of water tank cold storage



(b) 水箱蓄冷结束时相变材料状态

(b) Phase change material state at the end of water tank cold storage

图 9 夏季释冷实验相变材料变化过程

Fig. 9 Phase change material variation process in summer cooling experiments

化的完成依据设定为:当波纹管外相变材料凝固层(蓄冷/释热过程)或熔融液态层(蓄热/释冷过程)厚度达到 20 mm 时,即判定该相变过程结束。

3.2.1 热力学模型验证

风机盘管设定 22℃、中速工况下释热实验数据进行模型验证,取相变储能水箱出口温度高于相变材料相变温度时间段为对照时间,如图 11(a)所示。潜热传热模拟取风机盘管第一次停机前为对照时间,相变储能水箱出口温度如图 11(b)所示。

实验数据因采集频率和显示精度所限,曲线呈现锯齿状;而模拟计算结果精度较高则表现为平滑曲线。对比表明,相变储能水箱出口温度的模拟值与实验值变化趋势基本一致。其中,显热传热阶段的绝对误差小于 0.53℃,平均误差为 0.25℃,潜热传热阶段的绝对误差小于 0.63℃,平均误差为 0.30℃。误差均在合理范围内,表明所建立的相变储能水箱传热模型能够准确描述其传热过程,可用于后续模拟分析。

3.2.2 冬季蓄热模拟结果分析

基于模型,对相变储能水箱冬季蓄热工况连续蓄热进行数值模拟,水箱模拟蓄热完成仅需要 120 min,与实验蓄热 280 min 相比,蓄热时长缩减约 57%,如图 12 所示。

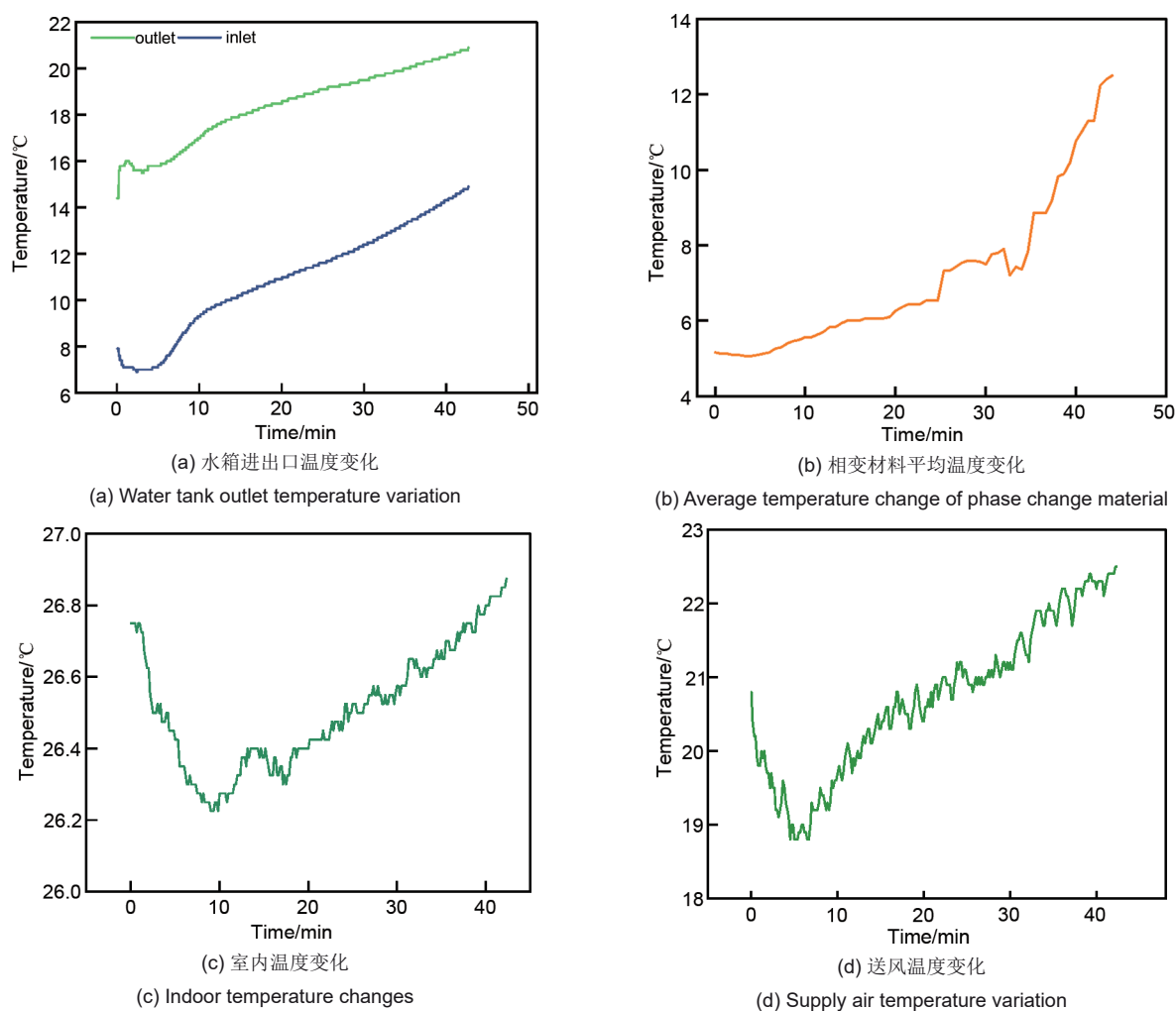


图10 夏季释冷实验结果

Fig. 10 Summer cooling release experiment results

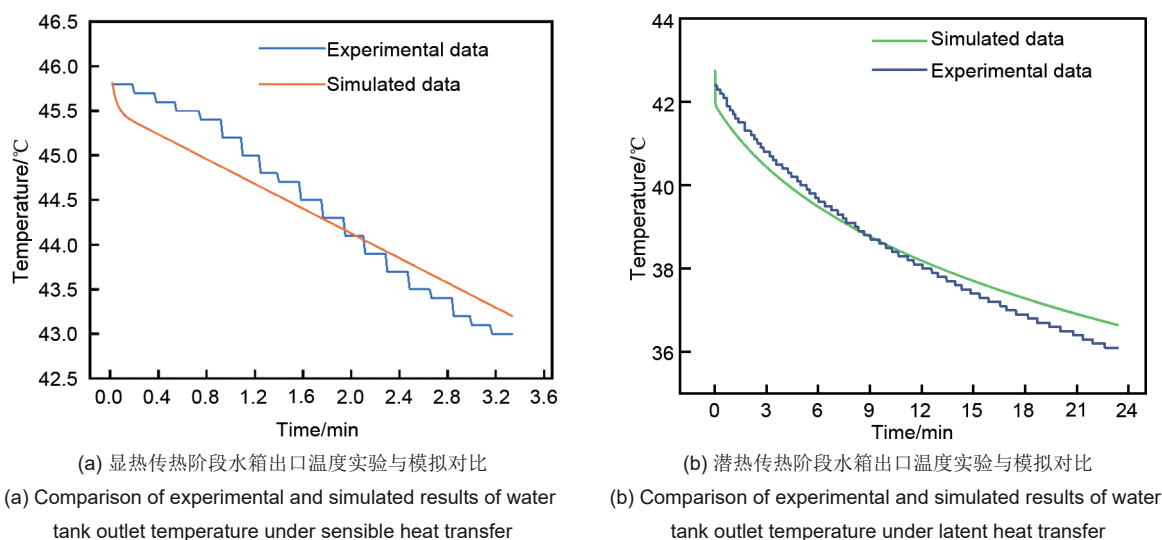


图11 冬季释热过程实验与模拟计算结果对比

Fig. 11 Comparison of experimental and simulation results for the winter heat release process

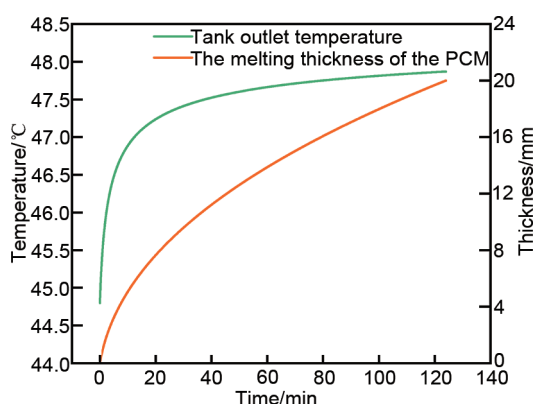
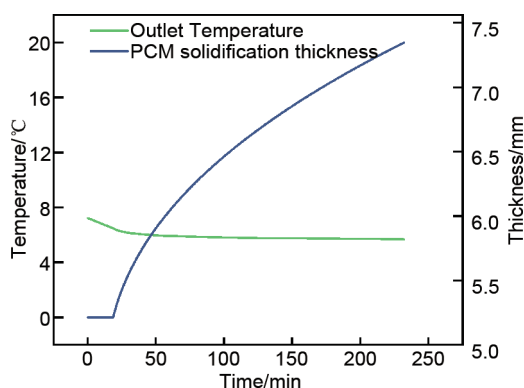


图12 冬季蓄热模拟结果

Fig. 12 Winter heat storage simulation results

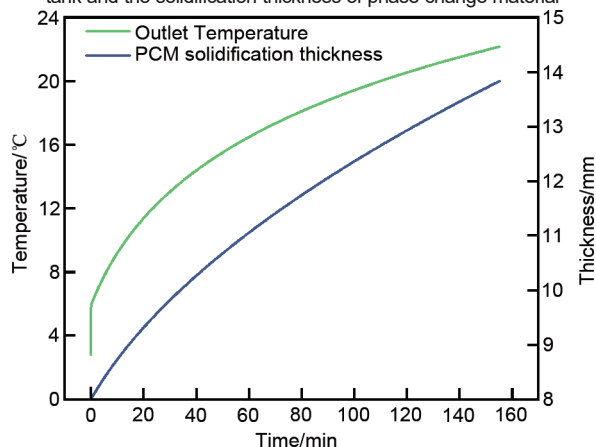
3.2.3 夏季蓄冷及释冷模拟结果分析

在机组持续提供5℃冷水的条件下,进行相变储能水箱蓄冷模拟,水箱出口温度及波纹管外壁凝结相变材料的厚度随时间变化如图13所示。



(a) 蓄冷模拟水箱出口温度与相变材料凝固厚度变化

(a) Variation of the outlet temperature of the cold storage simulation tank and the solidification thickness of phase change material



(b) 释冷模拟水箱出口温度与相变材料融化厚度变化

(b) Simulating the change of outlet temperature of cold water tank and phase change material melting thickness

图13 夏季模拟结果

Fig. 13 Summer simulation results

夏季蓄冷工况下,完全蓄冷过程共需232 min,其中前19 min为显热蓄冷阶段,之后进入持续的潜热蓄冷阶段。在风机盘管持续运行且供冷量保持恒定的条件下,系统可实现连续释冷155 min。与根据部分实验数据推算的理论时长基本吻合,相互验证了模型的可靠性与水箱夏季工况的可行性。

4 结论

本研究面向建筑空调系统用能柔性提升与负荷调节的实际需求,提出一种相变储能装置并将其集成于空气源热泵系统中。通过实验与数值模拟,系统研究了该水箱及集成系统的运行特性与调控性能。主要结论如下:

(1) 本研究设计了一种非承压的管壳式相变储能水箱,采用开式结构以用于相变材料更换,适用于实际工程中的冬夏双工况切换。为热泵空调系统适配冬夏不同相变温度需求的潜热储能装置提供了技术参考。

(2) 在原热泵系统的基础上,通过并联接入相变储能水箱与配套阀件及调控组件,构建了一种可灵活切换蓄释热末端的空气源热泵系统。系统通过阀门组实现模式灵活切换,具备单机供热/供冷、水箱单独蓄能、联合供能及储能释能四种运行模式,增强了系统应对不同用能场景与需求侧调节要求的能力。

(3) 双工况运行实验表明,系统在冬季实验释热阶段可实现89.2%~95.3%的用电削减率,并通过调节末端风机盘管设定温度与风速,可将维持室内热舒适的释热时长在48~109 min之间灵活调节,具有较强的负荷调节能力。模拟分析进一步指出,系统冬季蓄热效率具备约57%的提升潜力。夏季实验虽未能实现完全蓄冷,但释冷过程连续且稳定;模型预测显示,系统完全蓄冷后可持续供冷约155 min,体现其夏季工况运行的可行性。

(4) 本研究通过冬季完整实验与夏季“实验-模拟互补”方法,系统验证了该相变储能装置应用于空气源热泵系统下冬夏双工况的完整运行能力。本研究结果表明,该系统在冬季表现出高效蓄热与柔性释热能力,在夏季则具备可行的蓄冷与持续供冷潜力,为相变储能在实际建筑中的冬夏双工况运行应用提供了技术参考。

参考文献

- [1] 水电水利规划设计总院. 中国可再生能源发展报告 2023[EB/OL]. <http://www.creei.cn/portal/article/index/id/27050.html>. General Institute of Hydropower and Water Conservancy Planning and Design. Report on China's renewable energy development 2023[EB/OL]. <http://www.creei.cn/portal/article/index/id/27050.html>.
- [2] GÓMEZ-OMELLA M, ESNAOLA-GONZALEZ I, FERREIRO S, et al. K-Nearest patterns for electrical demand forecasting in residential and small commercial buildings[J]. *Energy and Buildings*, 2021, 253: 111396. DOI:10.1016/j.enbuild.2021.111396.
- [3] ARUTA G, ASCIONE F, BIANCO N, et al. Sustainability and energy communities: Assessing the potential of building energy retrofit and renewables to lead the local energy transition[J]. *Energy*, 2023, 282: 128377. DOI:10.1016/j.energy.2023.128377.
- [4] VÉREZ D, BORRI E, ZSEMBINSZKI G, et al. Thermal energy storage co-benefits in building applications transferred from a renewable energy perspective[J]. *Journal of Energy Storage*, 2023, 58: 106344. DOI:10.1016/j.est.2022.106344.
- [5] FRATE G F, FERRARI L, DESIDERI U. Multi-criteria investigation of a pumped thermal electricity storage (PTES) system with thermal integration and sensible heat storage[J]. *Energy Conversion and Management*, 2020, 208: 112530. DOI:10.1016/j.enconman.2020.112530.
- [6] SONG M J, NIU F X, MAO N, et al. Review on building energy performance improvement using phase change materials[J]. *Energy and Buildings*, 2018, 158: 776-793. DOI: 10.1016/j.enbuild.2017.10.066.
- [7] TORBARINA F, LENIC K, TRP A, et al. Parametric analysis of system performance and cost of heating systems with heat pump and latent thermal energy storage[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2024, 252: 123717. DOI:10.1016/j.applthermaleng.2024.123717.
- [8] 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. XU C, ZHANG C J, LUO J H, et al. Experiment on cased phase change solidification heat exchange device and heat pump heating system for coal mines[J]. *Coal Engineering*, 2022, 54(12): 152-156.
- [9] MOHAMMADZADEH A M, JAFARI B, HOSSEINZADEH K. Comprehensive numerical investigation of the effect of various baffle design and baffle spacing on a shell and tube heat exchanger[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2024, 249: 123305. DOI:10.1016/j.applthermaleng.2024.123305.
- [10] PRIETO M M, SUÁREZ I, GONZÁLEZ B. Analysis of the thermal performance of flat plate PCM heat exchangers for heating systems[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 116: 11-23. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.01.065.
- [11] ESEN M, AYHAN T. Development of a model compatible with solar assisted cylindrical energy storage tank and variation of stored energy with time for different phase change materials[J]. *Energy Conversion and Management*, 1996, 37(12): 1775-1785. DOI:10.1016/0196-8904(96)00035-0.
- [12] ZHENG Z J, XU Y, LI M J. Eccentricity optimization of a horizontal shell-and-tube latent-heat thermal energy storage unit based on melting and melting-solidifying performance[J]. *Applied Energy*, 2018, 220: 447-454. DOI:10.1016/j.apenergy.2018.03.126.
- [13] RAUL A K, BHAVSAR P, SAHA S K. Experimental study on discharging performance of vertical multitube shell and tube latent heat thermal energy storage[J]. *Journal of Energy Storage*, 2018, 20: 279-288. DOI:10.1016/j.est.2018.09.022.
- [14] TIARI S, HOCKINS A, SHANK K. Experimental study of a latent heat thermal energy storage system assisted by varying annular fins[J]. *Journal of Energy Storage*, 2022, 55: 105603. DOI: 10.1016/j.est.2022.105603.
- [15] YANG X H, WANG X Y, LIU Z, et al. Effect of fin number on the melting phase change in a horizontal finned shell-and-tube thermal energy storage unit[J]. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 2022, 236: 111527. DOI:10.1016/j.solmat.2021.111527.
- [16] SAFARI V, KAMKARI B, ABOLGHASEMI H. Investigation of the effects of shell geometry and tube eccentricity on thermal energy storage in shell and tube heat exchangers[J]. *Journal of Energy Storage*, 2022, 52: 104978. DOI:10.1016/j.est.2022.104978.
- [17] SHAKRINA G, RIVERA-TINOCO R, BOUALLOU C. Numerical investigation and extensive parametric analysis of cryogenic latent heat shell and tube thermal energy storage system[J]. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2022, 34: 101440. DOI:10.1016/j.tsep.2022.101440.
- [18] 张腾腾, 屈治国, 徐洪涛, 等. 管壳式相变蓄热系统性能实验研究[J]. *工程热物理学报*, 2021, 42(9): 2345-2351. ZHANG T T, QU Z G, XU H T, et al. Experimental study on performance of shell-in-tube latent heat thermal energy storage system[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2021, 42(9): 2345-2351.
- [19] 朱宏志. 太阳能相变蓄热驱动吸收式热泵系统的模拟研究[D]. 泰安: 山东农业大学, 2022. ZHU H Z. Simulation research of absorption heat pump system driven by solar energy with phase change materials[D]. Taian: Shandong Agricultural University, 2022.
- [20] LEE Y T, KIM M H, LEE S S, et al. Numerical analysis in a full-scale thermal energy storage tank with dual PCM capsules[J]. *Energy and Buildings*, 2019, 204: 109410. DOI: 10.1016/j.enbuild.2019.109410.
- [21] BERGMAN T L, LAVINE A S, INCROPERA F P, et al. Introduction to heat transfer[M]. New York: John Wiley & Sons, 2011.
- [22] CHURCHILL S W, CHU H H S. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1975, 18(9): 1049-1053. DOI:10.1016/0017-9310(75)90222-7.
- [23] TOSUN I. Evaluation of transfer coefficients: Engineering correlations[M]//Modeling in Transport Phenomena. Amsterdam: Elsevier, 2007: 59-115. DOI:10.1016/b978-044453021-9/50005-1.