

文章编号: 1671-6612 (2022) 02-220-07

铁路“四电”机房相变应急控温装置结构优化研究

付雷¹ 邓志辉¹ 袁艳平¹ 曹晓玲¹ 周森林² 王晶¹ 曾超¹

(1. 西南交通大学机械工程学院 成都 6100031;

2. 江苏坚威防护工程科技有限公司 扬州 225826)

【摘要】 “四电”机房常年运行,设备发热量大,而在一些特殊地区,无法随时满足空调设备电力供应,需要相变应急控温装置这类无源空调设备来降低机房内温度,延长电子设备工作时间及寿命。为相变应急控温装置能大规模使用且保持不错的性能,在装置控温性能与其制造成本之间取得平衡,利用 Ansys-Fluent 建立数值模型并实验验证了模型和计算方法的正确性,模拟计算了不同结构下装置的控温性能。结果表明:无量纲翅片高度 $H=6$ 时,可在传热强化与制造成本之间取得平衡,再增加无量纲翅片高度所增加的传热收益将显著降低;内外径比例变化对控温效果及制造成本的影响远大于内径尺寸变化对其的影响;较小的内径尺寸和内外径比例的控温单元拥有较好的控温效果及较高的成本;单元内径为 17mm,内外径比为 1:3,横向间距 111mm,纵向间距 128mm 时,装置可以最小成本达到控温要求。

【关键词】 “四电”机房;相变;应急控温;传热优化

中图分类号 TU831 文献标识码 A

Study on Optimization of Phase Change Emergency

Temperature Control Device for Four Major Electrical Rooms of Railway

Fu Lei¹ Deng Zhihui¹ Yuan Yanping¹ Cao Xiaoling¹ Zhou Senlin² Wang Jing¹ Zeng Chao¹

(1.School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu, 610031;

2.Jiangsu Jianwei Protection Engineering Technology Co., Ltd, Yangzhou, 225826)

【Abstract】 The four major electrical rooms run all the year round and generate a lot of heat. However, in some special areas, the power supply of air-conditioning equipment can not be met at any time. Passive air-conditioning equipment such as phase change emergency temperature control devices are needed to reduce the temperature in the rooms, extend the working time and life of electronic equipment. For the purpose of large-scale operation and good performance of the phase change emergency temperature control device, a balance between the temperature control performance of the device and its economy is achieved, in this paper, a numerical model is established by ANSYS FLUENT, and the temperature control effects of the device under different structures are simulated and calculated. The results show that the balance between heat transfer enhancement and economy can be obtained for a dimensionless fin height of $H=6$, and the heat transfer gain from increasing the dimensionless fin height will be significantly reduced; the effect of changing the inner and outer diameter ratio on the temperature control effect and economy is much greater than the effect of changing the inner diameter size; the temperature control unit with smaller inner diameter size and

基金项目: 四川省科技计划项目 (2021YFG0271); 中央高校基本科研业务费专项资金资助 (2682020CX32);
江苏省科技项目 (BE2019090)

作者简介: 付雷 (1996-), 男, 在读硕士研究生, E-mail: fulei1705@qq.com

通讯作者: 邓志辉 (1962-), 男, 硕士, 副教授, E-mail: dzhwk1007@163.com

收稿日期: 2021-09-17

inner and outer diameter ratio has better temperature control effect and poorer economy; when the inner diameter of the unit is 17 mm, the ratio of inner diameter to outer diameter is 1:3, the horizontal spacing is 111 mm, and the longitudinal spacing is 128 mm, the device can achieve temperature control effect and economic balance.

【Keywords】 four major electrical rooms; phase change; emergency temperature control; heat transfer optimization

0 引言

铁路“四电”机房是指铁路站房通信、电力、信号、信息四大专业的相关机房。“四电”机房对铁路运输的指挥和安全保障起到至关重要的作用,良好的空调和通风又是“四电”机房安全稳定运行的保障^[1]。我国铁路“四电”机房空调系统设计为了提高机房空调系统的可靠性,常见的方案是采用冗余设计来解决可能出现的空调设备故障等问题。然而,铁路“四电”机房空调系统多采用电力驱动的空调机组进行控温,并未考虑到空调系统断电后的应急控温问题,无法应对机房在空调系统断电后的需求。

相变材料已广泛应用于热能储存^[2,3]、电力调峰^[4]、建筑节能^[5,6]、环境/微环境调控^[7,8],并且随着各项技术的发展,在电子器件^[9-11]、电池^[12]等具有严格温度使用条件的器件/设备中也在逐步使用相变材料进行控温。

相较于目前常用的无源控温方法,相变控温相对于压缩气体降温无高压装置,安全系数更高^[13,14];相比于蓄冰降温一般无需专门的房间储存相变材料,成本更低,更易于投入使用^[14,15];跟化学降温相比,无需配置溶液,降低使用门槛,重复性也较好^[16,17]。

由于相变材料导热率普遍较低,在利用材料进行相变控温时,往往存在材料利用率低、传热效果差等情况,需要对材料进行导热加强^[18]或者利用容器的几何结构加速材料熔化^[19]。封装容器与外部空气的换热也是需要强化的部分,最传统且有效的方法是在容器空气侧增加翅片,且当空气侧对流换热热阻与容器内部导热热阻相等时我们认为达到最大增强^[20]。但对于相变材料的翅片增强换热问题,相变材料侧的热阻会随着材料的相变而发生改变,是一个变量,不同相变材料的热阻也有所不同,不能直接使用过去的研究结论,需要再次研究。因此本文将对以六水氯化钙为相变材料的环状圆翅管进行传热优化,并对其结构尺寸进行影响因素分析,为后续优化提供参考。

1 相变应急控温装置数值模拟

1.1 物理模型

本研究以长×宽×高为 5m×3m×2.5m 的房间为例进行数值计算,机房发热量按照 300W/m² 计算,此时机房设备的总散热量为 4.5kW。相变控温装置以相变控温单元为基本组成,其为外径 31.8mm (厚 1mm),内径 9.8mm (厚 1mm),长 600mm,翅片高 12mm,厚 1mm,间距 3.3mm 的圆翅管,如图 1 所示。每 4 个相变控温单元交替排列组成一层长 589mm,高 40mm 的控温层,每层相变控温的单元交错排列,最后根据需要组成不同高度的相变控温装置,装置设计图如图 2 所示。

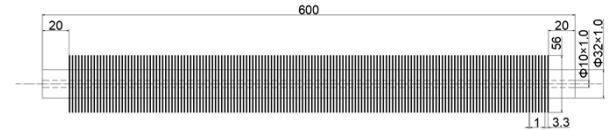


图 1 相变控温单元尺寸图

Fig.1 Phase change temperature control unit size

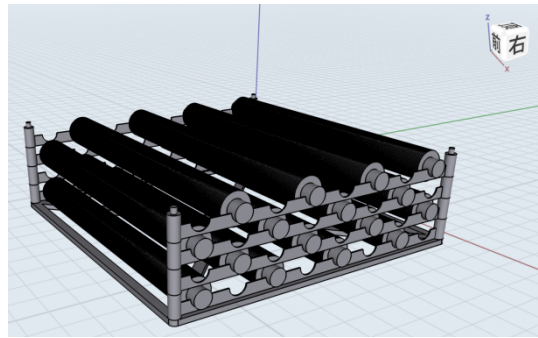


图 2 控温装置设计图

Fig.2 Design drawing of temperature control device

本研究使用的相变材料为六水氯化钙 (CaCl₂·6H₂O), 其物性参数见表 1。相变控温单元的数量按式 (1) 计算, 仅考虑材料相变潜热, 将相变材料显热部分焓值作为安全余量, 不计入计算。

$$N = \frac{Qt}{q} \quad (1)$$

式中, Q 为发热量, W; t 为时间, s; q 为相变控温单元的潜热, kJ/根, 计算式见 (2)。

$$q = \Delta h \cdot \rho \cdot V \quad (2)$$

式中, V 为相变控温单元的体积, m^3 ; ρ 为相变材料液态密度, kg/m^3 ; Δh 为相变潜热, kJ/kg 。

表 1 六水氯化钙 ($\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$) 材料参数

Table 1 Material parameters of calcium chloride hexahydrate ($\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$)

导热系数 ($\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$)	熔点 ($^\circ\text{C}$)	相变潜热		密度 (kg/m^3)		比热 ($\text{kJ}/\text{kg}\cdot\text{K}$)	
		kJ/kg	GJ/m^3	固态	液态	固态	液态
0.54	29.7	171	292.41	1710	1500	2.13	1.46

1.2 模型简化

为加快研究进度, 提高计算速度, 对模型做了以下假设: (1) 室内热源恒定, 忽略辐射的影响; (2) 采用集总参数法研究室内的动态特性; (3) 假设相变材料、基管和翅片材料各向同性; (4) 忽略相变单元长度方向上的温度变化; (5) 忽略相变单元与支撑结构之间的接触; (6) 假设基管与翅片的导热系数恒定; (7) 假设沿翅片表面的对流换热系数是稳定而均匀的; (8) 假设基管与翅片接触良好, 肋根处的温度与管外壁温度相同; (9) 假设沿翅片厚度方向的传热可以忽略不计; (10) 假设建筑内部空气温度均匀一致; (11) 假设所有相变单元变化一致。

1.3 数学模型

1.3.1 室内空气传热数学模型

整个室内的空气传热包括空气的吸热量、建筑结构的吸热量以及相变控温装置的吸热量。根据能量守恒方程, 可以建立以下能量方程^[21]:

$$\phi_a = C_a \rho_a V_a \frac{\partial T_f}{\partial \tau} = \phi - \phi_w - \phi_p \quad (3)$$

式中, ϕ_a 为空气吸热量, W ; C_a 为空气的定压比热, $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$; ρ_a 为空气的密度, kg/m^3 ; V_a 为空气的体积, m^3 ; T_f 为空气温度, K ; T_f 为设备的散热量, W ; ϕ_w 为建筑结构的传热量, W ; ϕ_p 为相变控温装置的吸热量, W 。

其中, ϕ_p 由式 (4) 进行计算^[22]:

$$\phi_p = N_p h_p A_p (T_f - T_p) \quad (4)$$

式中, N_p 为相变控温单元的数量; h_p 为相变控温单元的对流换热系数^[23], $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$; A_p 为相变控温单元外表面面积, m^2 ; T_f 为空气温度, K ; T_p 为相变控温单元外壁面温度, K 。

1.3.2 相变控温装置传热数学模型

相变控温装置的传热过程为相变控温装置、空气、室内热源以及围护结构四者之间的耦合传热。由于可忽略相变控温装置与室内热源及围护结构之间的辐射传热, 只需考虑相变控温装置于空气之间的对流换热, 而相变控温装置可将其看作叉排翅片管束, 且目前对在空气中的翅片对流换热已经有了相当成熟的研究, 对于各种排列的翅片管束均有成熟的经验公式来计算其传热量^[20], 可以将其编制成 UDF (用户自定义函数) 作为相变控温装置的边界条件进行计算。由于假设建筑内部空气温度均匀一致, 于是可以认为房间内所有相变控温装置的换热效果一致, 只需计算单个相变控温装置的传热即可。相变控温单元内部涉及到了导热、对流以及相变材料的熔化, 传热过程较为复杂, 采用 ANSYS Fluent 对相变控温单元内部进行数值计算。

在凝固/熔化模型中, 能量方程的表达式如下:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \nabla \cdot (\rho \bar{v} h) = \nabla \cdot (k \nabla T) + S_T \quad (5)$$

式中, ρ 为相变材料的密度, kg/m^3 ; \bar{v} 为流体速度, m/s ; h 为焓值, J ; S_T 为黏性耗散项^[24]; t 为时间, s 。

其中, h 为相变材料的总焓, 为显热焓和潜热焓之和, 其计算式见式 (6)^[22]:

$$h = h_{ref} + \int_{T_{ref}}^T C_p dT + \beta L \quad (6)$$

式中, h_{ref} 为参考焓值, J/kg ; T_{ref} 为参考温度, K ; C_p 为定压比热, $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$; L 为相变材料的潜热热容, J/kg ; β 为相变材料的液相分数 (糊状区)^[21]。

由于计算模型为三维模型, 因此采用三维动量方程, 其表达式如下:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(p\bar{v}u) = \text{div}(\mu \cdot \text{gradu}) - \frac{\partial p}{\partial x} + S_u \quad (7a)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(p\bar{v}v) = \text{div}(\mu \cdot \text{gradv}) - \frac{\partial p}{\partial y} + S_v \quad (7b)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(p\bar{v}w) = \text{div}(\mu \cdot \text{gradw}) - \frac{\partial p}{\partial z} + S_w \quad (7c)$$

式中, μ 为相变材料的动力粘度, Pa/s; p 为相变流体的压力, Pa; S_u 、 S_v 、 S_w 为 x、y、z 方向上的动量源项^[22]。

连续性方程可以描述为:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(p\bar{v}) = 0 \quad (8)$$

相变控温单元的外边界为对流换热边界, 其传热方程描述如下^[22]:

$$-\lambda_p \frac{\partial T}{\partial x} = h_p (T_p - T_f) \quad (9a)$$

$$-\lambda_p \frac{\partial T}{\partial y} = h_p (T_p - T_f) \quad (9b)$$

$$-\lambda_p \frac{\partial T}{\partial z} = h_p (T_p - T_f) \quad (9c)$$

式中, λ_p 为控温单元导热系数, W/m·K; h_p 为相变控温单元的对流换热系数, W/(m²·K); T_f 为空气温度, K; T_p 为相变控温单元外壁面温度, K。

1.4 计算设置

本次研究的数值模拟采用双精度压力基求解器来计算非稳态的相变过程, 开启凝固熔化模型, 相变单元内部考虑自然对流影响, 并以自然对流为主^[19], 流动为层流^[25,26]。密度计算采用 Boussinesq 假设, 采用 PISO 压力速度耦合算法, 空间梯度离散化算法采用 Green-Gauss Node-Based 算法, 压力修正采用 PRESTO! 算法, 动量和能量等的离散化算法采用 Second Order Upwind 算法。相变控温单元的外壁面传热采用第三类边界条件, 对流换热系数 h ^[27]和对流换热温度 T_f 由 UDF (用户自定义函

数) 计算得到, UDF 计算流程如图 3 所示。初始温度为 22°C, 时间步长为 0.05 秒, 每一步迭代计算 30 次。

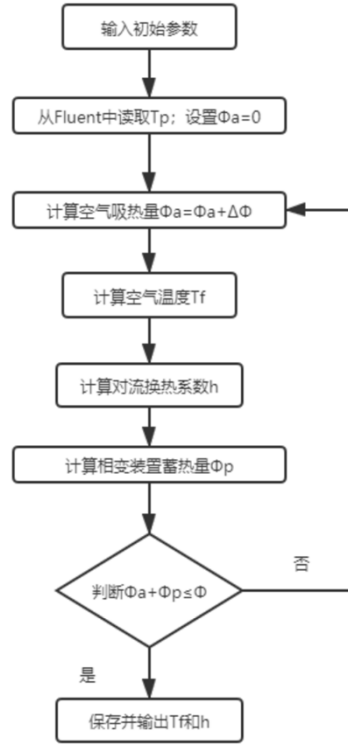


图 3 UDF 计算流程图

Fig.3 UDF calculation flowchart

1.5 模型验证

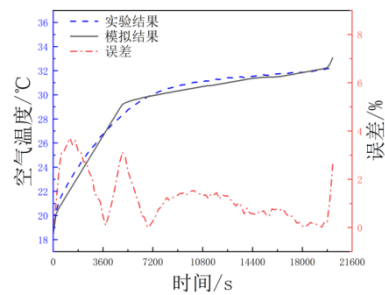


图 4 空气温度比较及误差

Fig.4 Air temperature comparison and error

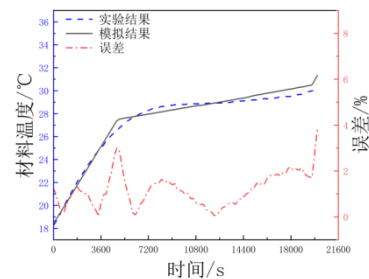


图 5 相变材料温度比较及误差

Fig.5 Phase transition temperature comparison and error

图 4 为实验结果与模拟结果的空气温度对比及其误差,图 5 为实验结果与模拟结果的相变温度对比及其误差。可以看到,实验结果与模拟结果在相变期间的误差在 5%以内,且波动较为稳定,误差较大的地方出现在相变开始前及相变结束后。造成误差的一部分原因是实验系统未能做到绝热,与外界存在能量交换,且当实验系统的温度升高后与外界能量交换会加剧,造成实验系统的温升放缓,而模拟能做到完全绝热,因此会造成相变开始前和相变结束后产生较大误差。

综上,对于相变前及相变期间的误差均在 5% 可接受范围以内,可以认为本文建立的模型与计算方法在相变前及相变期间的计算结果是正确可信的。

2 控温装置优化研究

2.1 相变应急控温单元翅片优化

增加翅片高度能够增强换热,但不能使传热量无限制的增加,当翅片高度增加到一定程度时,翅片的导热热阻大到足以抵消由传热面积的增加所带来的收益,此时的换热量便达到一个极限值。因此,进一步增加翅片高度对增强传热将失去意义。

为方便可能的后续优化,提高计算结果的复用性,遂将翅片高度进行无量纲处理,计算如下:

$$H = \frac{l}{s} \quad (10)$$

式中, H 为无量纲翅片高度; l 为翅片高度,mm; s 为翅片间距,mm。

保持翅片间距 3.3mm、厚度 1mm,以及相变控温单元尺寸和间距不变,仅改变翅片高度并对相变控温单元相变期间的平均吸热量进行计算,优化参数如表 2 所示。

表 2 翅片高度优化方案

Table 2 Fin height optimization scheme

编号	翅片高度/mm	无量纲翅片高度
1	10	3.030
2	11	3.333
3	12	3.636
4	13	3.939
5	14	4.242

编号	翅片高度/mm	无量纲翅片高度
6	15	4.545

续表 2 翅片高度优化方案

编号	翅片高度/mm	无量纲翅片高度
7	16	4.848
8	17	5.152
9	18	5.455
10	19	5.758
11	20	6.061
12	21	6.364
13	22	6.667
14	23	6.970
15	24	7.273
16	26	7.879
17	28	8.485
18	30	9.091
19	32	9.697

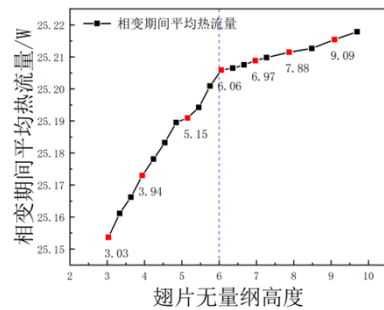


图 6 热流量变化曲线

Fig.6 Change curve of heat flow

图 6 为单个相变控温单元在不同无量纲翅片高度下的平均热流量变化曲线。可以看到,随着无量纲翅片高度的增加,相变控温单元的吸热量趋于稳定,从无量纲翅片高度 $H \approx 6$ 左右开始,增加单位高度翅片所增加的吸热量逐渐减小。虽然此时优化计算范围尚未达到换热量的理论极值,但可预见,越靠近理论极值,将需要越高的翅片,这需要消耗体积越多的翅片材料,制造成本将大大增加。

于是将无量纲高度 $H=6$ 作为该相变控温单元的翅片优化参数。

2.2 相变应急控温单元间距及尺寸优化

不同尺寸的相变控温单元会对控温时间及空气温度产生不同的影响,尺寸过大会造成控温单元

数量较少, 相变材料不能及时吸收外界热量, 导致控温效果变差, 空气温度较高, 控温时间较短; 尺寸过小则无法较好利用自然对流强化相变传热, 增加相变控温单元数量, 增加金属消耗量, 降低经济性。对内外径比例及内径尺寸进行改变, 可得到如表 3 的尺寸参数及不同尺寸下对应的控温单元。

表 3 尺寸参数

Table 3 Dimensional parameters

方案编号	内管尺寸 /mm	外管尺寸 /mm	内外径比	控温单元数量
1	10 (9.8)	21	1:2	531
2	10 (9.8)	32 (31.8)	1:3	178
3	10 (9.8)	40	1:4	104
4	13.5	27	1:2	318
5	13.5	40	1:3	112
6	13.5	51	1:4	63
7	17 (17.2)	34	1:2	193
8	17 (17.2)	51	1:3	67
9	17 (17.2)	68	1:4	35

在由机柜最小长 (600mm)、宽 (600mm)、高 (2000mm) 确定的空间中, 控温单元尺寸的改变同时会影响控温单元间距的改变。根据表 3 尺寸及数量, 将相变控温单元按交叉排列均匀该空间中, 可得到不同情况下的控温单元间距, 如表 4 所示。

表 4 控温单元间距表

Table 4 Table of unit spacing

方案编号	间距	
	横向间距/mm	纵向间距/mm
1	38	43
2	69	80
3	87	100
4	49	57
5	83	96
6	111	128
7	64	74
8	111	128
9	147	170

图 7 展现了控温装置在 9 种尺寸下的控温时间, 可以发现随着内径尺寸及内外径比例的增大, 控温时间都会显著降低, 其中内外径比例变化对控温时间的影响大于内径尺寸变化对控温时间的影响, 而方案 9 的控温时间陡降至 0.79 小时, 主要

是由于材料处于相变期间空气温度便已突破限制温度, 这极大减少了方案 9 的控温时间, 也导致方案 9 的控温时间未达到控温 1 小时要求。在上述方案中, 单就控温需求来说, 控温时间越长越好, 其中方案 1 的控温时间最长, 方案 4、7、2、5、3、8、6 的控温时间依次降低, 方案 9 由于未达到控温需求, 不在考虑范围。

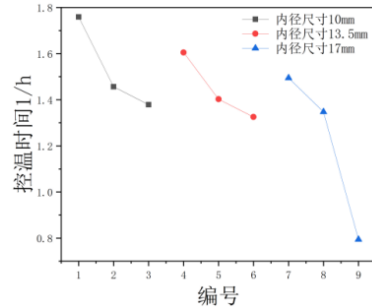


图 7 控温时间变化曲线

Fig.7 Temperature control time

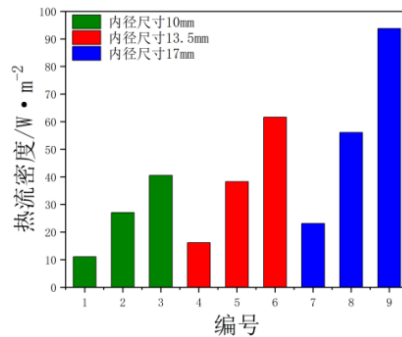


图 8 热流密度图

Fig.8 Heat flux

图 8 为控温装置在不同尺寸下翅片侧和无翅片侧的热流密度, 可以看到随着内径尺寸及内外径比例的增大, 控温单元的热流密度逐渐上升, 其中内外径比例的变化对热流密度的影响远大于内径尺寸对热流密度的影响。从成本角度进行考虑, 我们可以简单的认为热流密度越高, 装置成本越低, 因此单就装置制造成本进行考虑, 方案 6 和方案 8 的成本最低, 予以优先考虑, 方案 1、4、7 的成本最高, 最后予以考虑。

结合上述分析可知, 方案 6 和 8 的热流密度极为接近, 可以认为其制造成本相似; 而在控温时间上, 方案 6 为 1.325 小时, 略小于方案 8 的 1.348 小时, 因此选择控温时间略长的方案 8 的参数为优化参数。

3 结论

针对该应用场景下的相变应急控温装置,本文首先对控温单元的翅片进行了传热优化。研究发现当无量纲翅片高度 $H=6$ 时,控温装置在传热效果与装置成本之间可取得较好的平衡。

然后选取了 9 种方案对相变控温单元尺寸进行优化研究。结果表明,内外径比例变化对装置控温时间及其制造成本的影响较大,且装置制造成本越高其性能表现越好;当单元内径为 17mm,内外径比为 1:3 即外径为 51mm,横向间距为 111mm,纵向间距为 128mm 时,控温装置可以最小的成本满足控温要求。

参考文献:

- [1] 沈云.火车站的“四电”机房空调通风设计[J].城市建设理论研究(电子版),2014,(8).
- [2] 练剑青,耿李娜,杨开明,等.太阳能采暖系统中的蓄热研究[J].制冷与空调,2014,28(1):57-59.
- [3] 李文玉,孙亮亮,袁艳平,等.太阳能热水相变炕在不同地区的适宜性分析[J].制冷与空调,2019,33(6):621-628,659.
- [4] 张仁元,柯秀芳,秦红.相变储能技术在电力调峰中的工程应用[J].中国电力,2002,(9):24-27.
- [5] 蔡新梅,宋文吉,肖睿,等.适用于空调工况的高温相变蓄冷剂的蓄冷特性实验研究[J].制冷与空调,2011,25(5):433-437.
- [6] 徐龙,高波,赵弘杰,等.冬季工况下相变材料对轻质建筑室内热环境调节性能研究[J].制冷与空调,2015,29(5):569-573.
- [7] Wu B, Lei B, Zhou C, et al. Experimental Study of Phase Change Material's Application in Refuge Chamber of Coal Mine[J]. Procedia Engineering, 2012,45:936-941.
- [8] 高祥骅.避难硐室围岩蓄冷-相变蓄热耦合降温系统运行特性研究[D].成都:西南交通大学,2018.
- [9] Krishnan S, Garimella S V. Thermal management of transient power spikes in electronics - Phase change energy storage or copper heat sinks?[C]. ASME 2003 International Electronic Packaging Technical Conference and Exhibition, InterPACK2003, 2003:363-374.
- [10] YIN H-B, GAO X-N, DING J, et al. Cooling technology of electronic device based on phase-change material with rapid thermal response[J]. Huanan Ligong Daxue Xuebao/Journal of South China University of Technology (Natural Science), 2007,35(7):52-56,104.
- [11] 赖艳华,吴涛,魏露露,等.基于相变材料的电子元件的散热性能[J].化工学报,2014,65(S1):157-161.
- [12] 冯明旭,毕海权,秦萍,等.基于相变材料与空气耦合热管理系统的电池温度控制研究[J].制冷与空调,2018,32(2):201-206.
- [13] 董仲恒,袁文正,丁飞,等.煤矿移动式救生舱冷却方案分析比较[J].电气防爆,2011,(4):4-7.
- [14] 郜富平.浅析煤矿避难硐室的主要控温方法[J].山西煤炭,2012,32(8):58-59.
- [15] 刘树.蓄冰板在避难硐室中应急释冷方案的研究[D].天津:天津大学,2014.
- [16] 吕艳玲,赵春雨,张楠.煤矿井下避难硐室的制冷方法研究[J].煤矿机电,2015,(1):107-109.
- [17] 李红.煤矿井下避难硐室降温方式选择研究[J].内蒙古煤炭经济,2016,(7):49-50.
- [18] 崔勇.提高有机相变储能材料导热系数的应用研究[D].天津:河北工业大学,2004.
- [19] 杜雁霞,肖光明,桂业伟,贺立新,刘磊.相变热控装置内部的传热特性[J].化工学报,2012,63(S1):107-113.
- [20] 顾维藻.强化传热[M].北京:科学出版社,1990.
- [21] GAO XK, ZHANG ZJ, YUAN YP, et al. Coupled cooling method for multiple latent heat thermal storage devices combined with pre-cooling of envelope: Model development and operation optimization[J]. Energy, 2018,159:508-524.
- [22] Wang J, Cao X, Yuan Y, et al. Feasibility study on temperature control with phase change material in intensive heat-releasing space during emergency power failure: A case analysis of information system room[J]. Energy and Buildings, 2021,230:110482.
- [23] 章熙民.传热学(第6版)[M].北京:中国建筑工业出版社,2014.
- [24] HKVERSTEEG, WMALALASEKERA, VERSTEEG, et al. An introduction to computational fluid dynamics: Finite volume method [M].北京:世界图书出版公司,2010.
- [25] ABDI A, MARTIN V, CHIU J N W. Numerical investigation of melting in a cavity with vertically oriented fins[J]. Applied Energy, 2019,235:1027-1240.
- [26] Vogel J, Felbinger J, Johnson M. Natural convection in high temperature flat plate latent heat thermal energy storage systems[J]. Applied Energy, 2016,184:184-196.

[27] 陶文铨.传热学[M].北京:高等教育出版社,2019.