

文章编号: 1671-6612 (2022) 05-707-07

翅片对相变炕传热性能的影响分析

邹长吉 孙亮亮

(西南交通大学机械工程学院 成都 610031)

【摘要】 为提高相变炕的传热性能,提出了在相变炕内部添加高导热金属翅片的优化方案。通过数值模拟计算,分别探究了翅片的长度、厚度及数量对相变炕传热性能的影响。研究表明,翅片的长度及数量对相变炕传热性能影响显著,当炕体基本单元内翅片长度为30mm,数量为2根时,其对炕体传热增强效果最优,相较于空白对照组,添加翅片后,上炕面最大放热功率可以增大19.54%,上炕面平均温度可提升10.36%,上炕面与相变材料间的温差缩小27.36%。而翅片厚度对炕体传热性能的影响不明显。

【关键词】 相变炕;翅片;数值模拟;传热性能

中图分类号 TK512 文献标识码 A

Analysis of the Effect of Fins on the Heat Transfer Performance of Phase Change Kang

Zou Changji Sun Liangliang

(School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu, 610031)

【Abstract】 In order to improve the heat transfer performance of the phase change kang, an optimized scheme of adding high thermal conductivity metal fins inside the phase change kang was proposed. In this paper, the effects of the length, thickness and number of fins on the heat transfer performance of the phase change kang were investigated through numerical simulation calculations. The research results show that the length and number of fins have a significant impact on the heat transfer performance of the kang. Compared with the blank control group, after adding fins, the maximum exothermic power of the upper kang surface can be increased by 19.54%, the average temperature of the upper kang surface can be increased by 10.36%, and the temperature difference between the upper kang surface and the phase change material can be reduced by 27.36%. However, the effect of fin thickness on the heat transfer performance of the kang is not obvious.

【Keywords】 phase change kang; fins; numerical simulation; heat transfer performance

0 引言

传统火炕作为我国北方农村冬季最主要的采暖方式,其往往具有炕面温度分布不均、舒适性差的特点。针对传统火炕的相应短板,众多学者将相变储能技术及相变储能强化传热技术应用于炕体采暖平台,对传统火炕进行了优化改造。胜兴^[1]、李刚^[2]等学者分别将单一相变材料石蜡应用于传

统火炕,实验结果显示,相变火炕显著的提高了炕面温度分布的均匀性,有效延长了炕体的供暖时间并提高了室内空气温度。但目前应用于炕体采暖系统的相变材料往往因自身导热系数较低导致炕体的传热性能较差,对此相关学者^[3,4]提出将相变储能强化技术应用于炕体,通过延展传热的表面积来提高蓄放热效率,其中在储能系统中加入翅片来提

基金项目:国家自然科学基金青年科学基金项目“PVT/相变吊炕传热特性及其与室内热环境的相互作用”(51808453)

作者简介:邹长吉(1997-),男,在读硕士研究生,E-mail:13513012418@163.com

通讯作者:孙亮亮(1982-),女,博士,副教授,E-mail:sunliangliang@home.swjtu.edu.cn

收稿日期:2022-05-05

高相变材料的导热性能是一种常见的方法。王倩蓉等^[5]将翅片应用于相变蓄能器内,结果表明翅片的添加对相变蓄能器的蓄热起到较为明显的促进作用。赵明等^[6]设计了一种分型肋片,并将其应用于相变蓄能器,结果表明分型肋片可使其蓄放热时间大幅缩短,并增强相变蓄能器的传热。本文提出在相变炕内部加装高导热的长直型矩形金属翅片的方式,以提高相变炕的传热性能,文中分别探究了翅片的尺寸及数量对炕体传热性能的影响,并确定了炕体内部加装翅片的最优方案。

程是复杂的三维非稳态传热问题,由于炕体的进出口水温差距较小,水温沿管路方向的变化较小。因此将炕体传热的三维问题简化为其剖面层的二维非稳态传热问题。

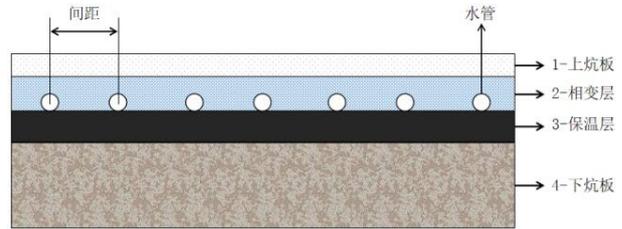


图1 相变炕剖面示意图(略去支柱)

Fig.1 Schematic diagram of phase change kang section (with pillars omitted)

1 数理模型

1.1 物理模型

本文研究的相变炕尺寸为 2.4m×1.4m×0.6m,如图 1 所示,炕体炕板部分从上至下分别是上炕板、相变层、保温层、下炕板。相变炕的热传递过

程是复杂的三维非稳态传热问题,由于炕体的进出口水温差距较小,水温沿管路方向的变化较小。因此将炕体传热的三维问题简化为其剖面层的二维非稳态传热问题。

表 1 炕体材料物性表

Table 1 Material physical parameters of kang

名称	材料	厚度/mm	密度/kg·m ⁻³	导热系数/W·(m·K)	比热容/J·(kg·K) ⁻¹
上炕板	水泥砂浆	20	1800	0.93	1050
相变层盖板、底板	钢	10	7800	54	390
相变材料	PA-EG-SEBS	30	860	1.02	1900
下炕板	水泥砂浆	100	1800	0.93	1050

本文选取炕体内部两根循环水管之间的炕体结构层作为基本传热单元,如图 2 所示,其中循环水管为内径 14mm,壁厚 1mm 的铜管,两循环水管间距为 100mm。上炕板、相变层盖板、底板、相变材料的厚度分别为 20mm、10mm、10mm 和 30mm。对抗体的模型及参数作出如下合理简化和假设:

响则较大的增大了工作量且偏离了本节的研究内容,因此假定炕体外部环境温度保持稳定为 12℃。

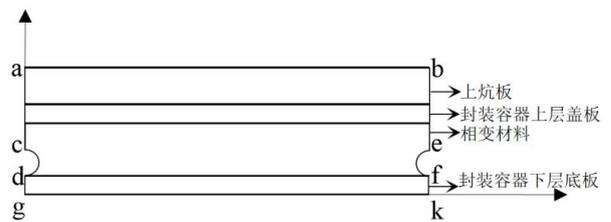


图 2 相变炕基本传热单元

Fig.2 Basic heat transfer unit of phase change kang

(1) 相变材料各项同性,且忽略其相变过程中的过冷效应^[7];

(2) 采用前文所制备的定型相变材料,忽略其体积过程中的体积变化^[8];

(3) 炕体各结构层材料紧密接触,不考虑其接触热阻;

(4) 炕体相变层内采用的是导热系数较大的铜管,忽略其厚度及热阻;

(5) 本节模拟计算内容为确定炕体内添加翅片的最佳参数,如考虑炕体与其外部环境的交互影

1.2 数学模型

1.2.1 控制方程

相变炕基本传热单元通过导热的方式传递热量,其导热微分方程为:

$$\rho_i \cdot c_{p,i} \cdot \frac{\partial t}{\partial \tau} = \lambda_i \cdot \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} \right) \quad (1)$$

式中: ρ_i 为不同材料的密度, $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$; $c_{p,i}$ 为不同材料的比热容, $\text{J}\cdot(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})^{-1}$; λ_i 为不同材料的导热系数, $\text{W}\cdot(\text{m}\cdot^\circ\text{C})^{-1}$ 。

对于上炕板及相变材料封装容器上部盖板及下部底板, (1) 式中的比热容为常数, 而对于相变层内封装的相变材料, 其比热容随温度的变化遵循等效比热法则^[9], 如 (2) 式:

$$c_p \begin{cases} c_{pcm} & t < t_m - \omega \\ c_{pcm} + \frac{t - (t_m - \omega)}{\omega} \cdot \frac{\Delta h}{\omega} & t \geq t_m - \omega \text{ 且 } t < t_m \\ c_{pcm} + \frac{(t_m + \omega) - t}{\omega} \cdot \frac{\Delta h}{\omega} & t \geq t_m \text{ 且 } t < t_m + \omega \\ c_{pcm} & t \geq t_m + \omega \end{cases} \quad (2)$$

式中: c_{pcm} 相变材料在非相变区的平均比热容, $\text{J}\cdot(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})^{-1}$; t_m 为相变材料的相变温度, $^\circ\text{C}$; Δh 为相变材料的相变潜热, $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$; ω 为相变材料的相变半径, $^\circ\text{C}$ 。

1.2.2 定解条件

(1) 初始条件: 假设在初始时刻 $\tau=0$ 时, 炕体内各结构层材料温度一致。

$$T(x, y, \tau)|_{\tau=0} = T_{init} \quad (3)$$

(2) 边界条件

① 炕体上表面为对流辐射换热边界^[10]:

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial y} = q_r + q_c = \alpha \times (t_f - t_a) \quad (4)$$

$$q_r = \sigma F_r \left[(t_f + 273)^4 - (t_s + 273)^4 \right] \quad (5)$$

$$q_c = 2.42 \times \frac{(t_f - t_a)^{1.31}}{D_c^{0.08}} \quad (6)$$

式中: q_r 辐射换热热量, $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$; q_c 为对流换热热量, $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$; α 综合对流换热系数, $\text{W}\cdot(\text{m}\cdot^\circ\text{C})^{-1}$, 数值^[11]约为 $10\text{W}\cdot(\text{m}\cdot^\circ\text{C})^{-1}$; t_f 为炕体上表面平均温度, $^\circ\text{C}$; t_a 为室内空气温度, $^\circ\text{C}$; σ 为斯蒂芬玻尔兹曼常数, $\text{W}\cdot(\text{m}^2\cdot\text{K}^4)^{-1}$, $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{W}\cdot(\text{m}^2\cdot\text{K}^4)^{-1}$; F_r 为辐射换热系数, 无量纲, 由 Hottel 方程确定, 此处取 0.87^[12]; t_s 为除辐射面外的其余表面的加权平均温度, 根据取 $(t_a - 1.1)$, $^\circ\text{C}$; D_c 为辐射板的当量

直径, $D_c = 4A/L$, m。

② 两侧及相变材料封装容器底板: 由于相邻计算单元的温度场且对称分布, 可近似将计算单元的左右两面看成是绝热面, 而相变材料封装容器底板下部铺设了一定厚度的保温层, 热量向下传递的热阻极大, 故同样的将相变材料封装容器底板下部近似看成是绝热面。

$$k_f \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=ac, dg, be, fk, gk} = 0 \quad (7)$$

式中: k_f 为单元左右两侧及底部的导热系数, $\text{W}\cdot(\text{m}\cdot^\circ\text{C})^{-1}$ 。

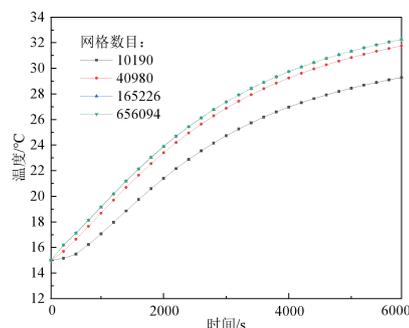
③ 管壁为定壁温边界: 由于铜管导热系数较大且管壁较薄, 可忽略不计, 因此将管壁的看作供回水的平均温度。

$$t_{x=cd, ef} = \frac{t_g + t_h}{2} \quad (8)$$

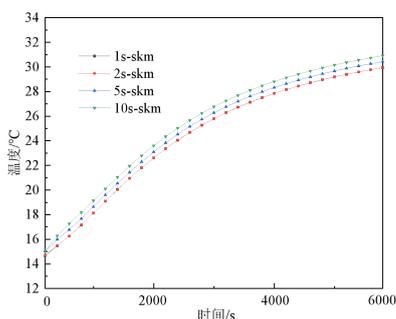
式中: t_g 为炕体循环水管的供水温度, $^\circ\text{C}$; t_h 为炕体循环水管的回水温度, $^\circ\text{C}$ 。

本文采用 Fluent 软件进行数值模拟计算, 由于该计算模型的形状十分规则, 因此除相变层外的其他所有区域采用四边形网格划分, 相变材料区域采用三角形网格划分。将网格文件导入 Fluent 软件并检查网格质量, 网格质量参数包括 Skewness, 其要求不高于 0.9; Change in Cell-Size, 其要求为不高于 1.4, Aspect Ratio, 其要求为控制在 5:1 以内 (近壁处网格可以适当放宽), 本文所创建的几何模型网格的质量参数已满足相关要求。

为了保证计算的准确性, 本文以上炕面平均温度作为指标, 分别对数值计算模型进行了网格密度无关性验证和时间步长无关性验证, 其验证的结果如图 3 所示。



(a) 网格数量无关性验证



(b) 时间步长无关性验证

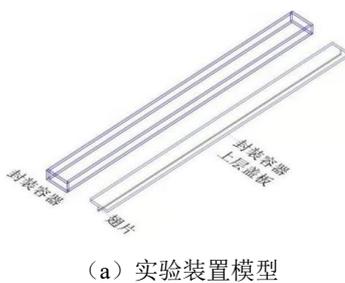
图 3 无关性验证

Fig.3 Irrelevance verification

如图 3 (a) 所示, 当模型网格数量约为 16 万时, 其计算的上炕面温度与网格数量约为 65 万的模型计算结果基本重合, 可认为当网格数量为 165226 个时, 已得到网格数量独立解。同理由图 3 (b) 可得到相变炕传热单元的时间步长独立解, 由图可知, 步长为 2s 的曲线基本与步长为 1s 的曲线重合。为保证提高计算的准确性, 同时提高计算效率, 本文选取的网格数目为 165226, 时间步长为 2s。

2 实验验证

为了验证本文建立模型及计算方法的准确性, 在进行数值模拟计算之前, 如图 4 所示, 构建了一个翅片数量为 1、长度为 20mm、厚度为 2mm 的炕体基本传热单元实验装置。



(a) 实验装置模型



(b) 实验装置

图 4 验证实验装置

Fig.4 Equipment for Validation Experiments

实验装置由封装容器、复合相变材料 PA-EG-SEBS、绝热保温材料、电加热片组成。其中封装容器由耐热塑料制成, 尺寸为 1400mm×100mm×30mm, 四周及底部均采用绝热保温材料包裹, 以使封装容器四周及底部充分绝热。实验中采用电加热片代替循环水管提供定温热源, 设置恒定温度为 40°C 以加热基本传热单元内部填充的复合相变材料, 其控温精度为 ±0.1°C。在实验过程中, 并且采用 PT1000 热电阻对炕体基本传热单元中相应测点的温度进行监测, 其测量精度为 ±0.1°C。本实验中误差主要来源于电加热片控温及热电阻测量的精度偏差, 两者的相对误差分别为 1% 及 0.8%, 可满足实验要求。

相变炕基本传热单元温度测点布置如图 5 所示。随后将实验数据与数值模拟计算数据进行对比分析。模拟计算中相变材料的初始温度与实验参数保持一致。



图 5 验证实验测点布置示意图

Fig.5 Measuring point layout for verification experiments

图 6 为蓄热过程中相变炕基本传热单元相应温度测点温度与数值模拟计算温度随时间变化的曲线。

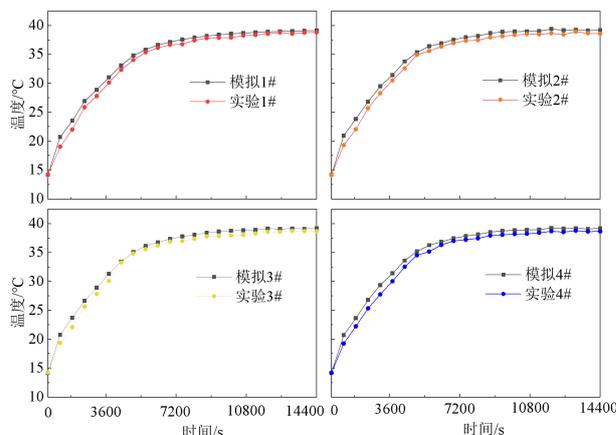


图 6 相变炕基本传热单元测点温度随时间变化的曲线

Fig.6 Heat transfer unit measuring point temperature

如图 6 所示, 1#~4# 的温度变化趋势一致。在加热开始阶段, 1#~4# 的实验值与模拟值温度存在一定偏差, 其中 4# 的实验值与模拟值温度偏差最大, 最大偏差值为 6.1%, 这是由于实验中电加热

片有一升温过程, 实验中温度值的提升较为滞后。随着加热的进行, 两者的差距逐渐减小, 在加热一定时间后, 两者基本趋于一致, 此时 4 个测点误差均不超过 2%。结果表明计算模型的准确性高, 模拟方法合理。

3 实验结果

在计算分析中, 首先对翅片的长度与厚度对炕体基本单元传热的影响进行探究, 在确定翅片的最佳尺寸后, 再对翅片数量的影响进行探究, 并在计算中设置无翅片对照组。

3.1 翅片尺寸对相变炕传热的影响

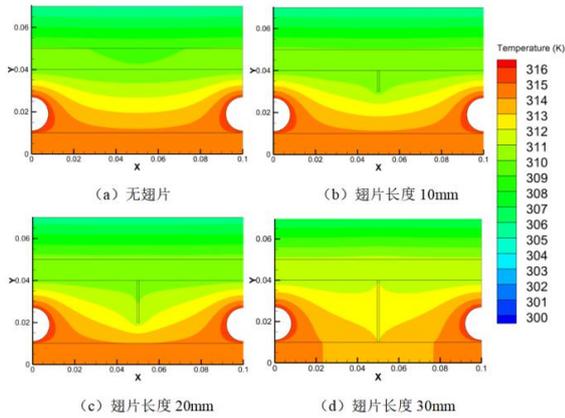


图 7 蓄热过程中不同翅片长度工况下相变炕基本传热单元温度云图

Fig.7 Temperature field of kang under different fin length conditions during heat storage

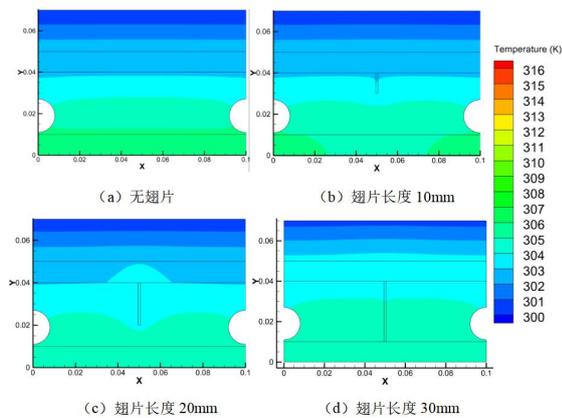


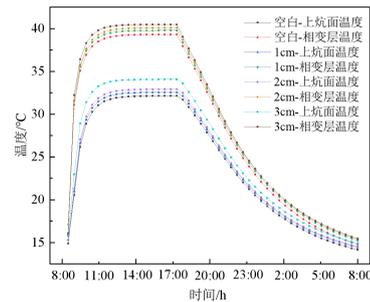
图 8 放热过程中不同翅片长度工况下相变炕基本传热单元温度云图

Fig.8 Temperature field of kang under different fin length conditions during exothermic process

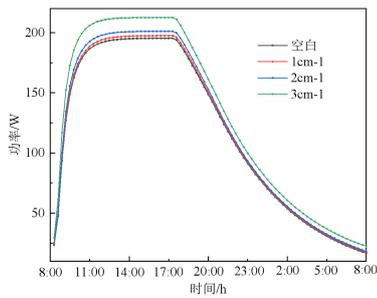
本文首先设计了 3 种翅片长度进行对比模拟, 翅片长度 L 分别为 10、20 和 30mm, 翅片厚度为 2mm, 翅片数量为 1。图 7 与图 8 分别为空白对照组及三种不同长度的翅片工况下的相变炕基本传热单元在蓄热过程与放热过程的温度云图。

如图 7、图 8 所示, 在炕体蓄放热过程中, 基本传热单元内的翅片越长, 其对相变材料的温度影响越深入, 影响的范围也越大。这是由于翅片长度增加, 其换热面积增大, 并且相较于相变材料, 翅片的高导热特性可以更快且更高效的将热量传递给远端的相变材料, 增强相变层的传热。因此, 相变层上盖板及上炕板的温度也随着翅片长度的增加而提高, 由此可见, 翅片长度越长, 对相变炕基本传热单元的传热增强作用越大。

图 9 为不同长度翅片工况下的基本传热单元的上炕面温度与上炕面放热功率随时间变化的曲线。



(a) 上炕面及相变层温度



(b) 上炕面放热功率

图 9 翅片长度对相变炕基本传热单元蓄放热过程的影响
Fig.9 Influence of fin length on heat storage and release process of kang

由图 9 可知, 相较于无翅片工况, 在基本传热单元中添加 1 根长度分别为 10、20、30mm, 厚度为 2mm 的翅片, 上炕面放热功率分别可以增大 1.05%、3.07%、8.87%; 上炕面温度可提升 0.93%、2.56%、7.25%、上炕面与相变材料间的温差分别缩

小 1.2%、2.4%、13.4%。故综合不同翅长度对提升上炕面温度、散热功率及减小上炕面与相变材料之间温差的效果，选择 30mm 的翅片长度。

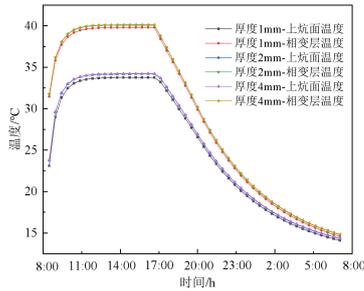


图 10 不同翅片厚度工况下上炕面温度及相变材料温度
Fig.10 Temperature of upper kang surface and phase change material under different fin thickness conditions

同时本文设计了 3 种翅片厚度工况进行对比模拟，翅片厚度分别为 1、2 和 4mm，翅片数量为 1 根，长度为 30mm，图 10 为不同翅片厚度工况下，基本传热单元上炕面及相变材料温度随时间的变化曲线。

在基本传热单元中添加长度为 30mm、数量为 1、厚度分别为 1mm、2mm、4mm 的翅片后，相较于 1mm 的翅片，厚度为 2mm 的翅片工况下其上炕面温度仅有轻微的提升，并且上炕面与相变层温差略微减小。但翅片厚度增加到 4mm，与 2mm 的翅片厚度工况相变比，无明显提升。总体而言，由于翅片厚度的增大并未明显增大其换热面积，故翅片厚度对相变炕基本传热单元的传热影响较小。本文以 2mm 厚度翅片为最佳厚度。

3.2 翅片数量对相变炕传热的影响

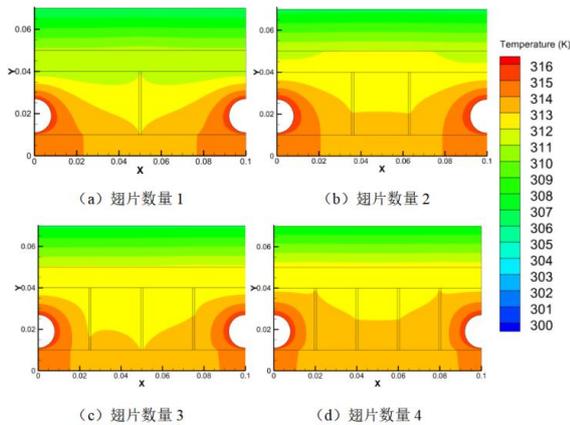


图 11 蓄热过程中不同数量的翅片工况下的温度分布云图
Fig.11 Temperature field under different numbers of fins during thermal storage

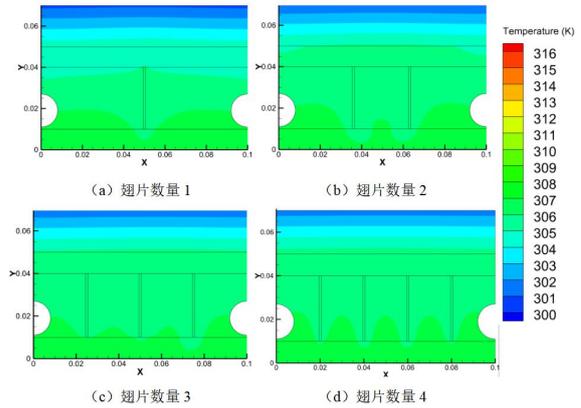


图 12 放热过程中不同数量的翅片工况下的温度分布云图
Fig.12 Temperature field for different numbers of fins during exothermic process

在明确了翅片尺寸对相变炕传热性能的影响后，为了探究翅片数量对炕体传热单元蓄放热过程的影响，本节分别设计了 4 种翅片数量工况进行对比模拟。翅片数量 N 分别为 1、2、3 和 4 根，翅片长度为 30mm、厚度为 2mm。如图 11、图 12 所示，相对于翅片数量为 1 根的工况，翅片数量为 2 根时，翅片对基本传热单元内的相变材料影响范围更大，且上层盖板及上炕板的温度更高。随着翅片数量增加到 3 根及 4 根，翅片影响的范围基本保持不变。

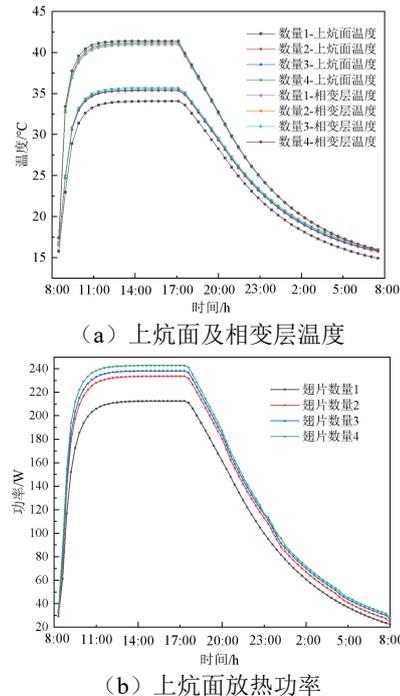


图 13 翅片数量对相变炕基本传热单元蓄放热过程的影响
Fig.13 Influence of the number of fins on the heat storage and release process of the kang

图13展示了不同翅片数量的工况中,基本传热单元的上炕面、相变层温度及上炕面的放热功率。在炕体传热单元中添加长度为3cm、厚度为2mm数量分别为1、2、3、4根翅片后,相较于空白对照组:

(1) 上炕面最大放热功率分别可以增大8.87%、19.54%、20.9%、21.5%;

(2) 上炕面平均温度可提升7.25%、10.36%、10.42%、10.74%;

(3) 上炕面与相变材料间的温差分别缩小13.4%、27.36%、27.58%、27.9%。

从上述数据可以看出,当翅片数量从1根增加到2根后,基本传热单元的上炕面温度与放热功率均有明显提升,上炕面与相变层之间的温差有着明显减小。但随着翅片数量增加到3根、4根。相关参数仍有轻微提升,但提升幅度较小。上炕面与相变层间的温差同理。故本文选择在基本传热单元内添加的翅片数量为2根。

4 结论

本文采用数值模拟计算的研究方法,以炕体的传热性能为评价指标,分别探究了翅片的尺寸及数量对相变炕的传热性能的影响,确定了适用于相变炕加装翅片的最佳参数。本文具体的结论如下:

(1) 在炕体蓄放热过程中,相变炕体内的翅片越长,其对相变材料的温度影响越深入,影响的范围也越大,且相变层上盖板及上炕板的温度越高,对相变炕的传热增强作用越大。而翅片厚度对相变炕的传热影响效果不明显。

(2) 当相变炕基本传热单元内的翅片数量从1根增加到2根后,相变炕的上炕面温度与放热功率均有明显提升,且上炕面与相变层之间的温差有着明显减小。但随着翅片数量增加到3根、4根。相关参数仍有轻微提升,但提升幅度较小。

(3) 在通过对翅片长度、厚度、数量的不同工况的模拟计算后,综合其不同参数对炕体传热单

元的传热效果影响,本文确定的相变炕基本传热单元内添加的最佳翅片参数为:长度30mm、厚度2mm、数量2根。相较于空白对照组,添加翅片后,上炕面最大放热功率可以增大19.54%,上炕面平均温度可提升10.36%,上炕面与相变材料间的温差缩小27.36%。

参考文献:

- [1] 胜兴.高效相变蓄热火炕、火墙联合供暖的优化设计方法研究[D].沈阳:沈阳建筑大学,2012.
- [2] 李刚,池兰,李珍,等.太阳能辅热相变蓄能火炕供暖系统实验研究[J].太阳能学报,2015,36(11):6.
- [3] 王慧.复合相变材料蓄能炕的设计与性能研究[D].天津:河北工业大学,2020.
- [4] 陈月.基于太阳能储热的多孔介质与石蜡复合蓄能炕的实验研究[D].天津:河北工业大学,2020.
- [5] 王倩蓉,李正贵,卢昌桑,等.翅片式相变储能器内赤藻糖醇蓄热性能研究[J].热能动力工程,2021,36(2):49-56.
- [6] 赵明,田扬,胡明禹,等.三套管式相变蓄热器分形肋片设计及(火积)耗散分析[J].热能动力工程,2020,35(2):7.
- [7] 朱思贤,邹得球,鲍家明,等.相变材料的过冷特性及调控研究进展[J].材料导报,2020,34(19):19075-19082.
- [8] Abdeali G, Bahramian A R, Abdollahi M. Review on Nanostructure Supporting Material Strategies in Shape-stabilized Phase Change Materials[J]. Journal of Energy Storage, 2020,29(C).
- [9] 李震,张寅平,江亿.非理想相变特性材料热性能简化分析方法及适用条件[J].太阳能学报,2002,(1):27-31.
- [10] 陆耀庆.实用供热空调设计手册(2版)[M].北京:中国建筑工业出版社,2008:496.
- [11] 刘艳峰.地板供暖设计与运行基础理论研究[D].西安:西安建筑科技大学,2004.
- [12] Wang S K. Handbook of Air Conditioning and Refrigeration(2nd ed)[M]. The United States of America: McGraw-Hill Companies, 2000:68-72.