

文章编号: 1671-6612 (2019) 05-497-05

太阳能相变蓄热风管的结构优化

李 晓 胡志鹏 刘雪平

(山东省产品质量检验研究院 济南 250102)

【摘 要】 翅片对于相变蓄热风管的蓄热能力有着重要的影响,以6种不同的翅片管蓄热装置为例,以CFD模拟软件构建了三维数学模型,分析翅片的数量对相变材料蓄热时间与均匀度的影响。结果表明:翅片结构可以减小石蜡的融化时间,但翅片的增加对融化时间的影响呈逐级递减的趋势,当翅片数量超过4以后石蜡融化时间变化率低于10%;同时当翅片数量为5时石蜡融化过程中的温度差异系数最小,但其整体变化率仅为6.3%。故而综合分析融化时间、温度均匀性与翅片材料的使用量来分析,可以得到太阳能相变蓄热风管的最佳翅片数量为4。

【关键词】 相变蓄热风管;翅片;Fluent;太阳能

中图分类号 TU832.2 文献标识码 A

Structural Optimization of Solar Phase Change Heat Storage Tube

Li Xiao Hu Zhipeng Liu Xueping

(Shandong Institute of Product Quality Inspection and Research, Jinan, 250102)

【Abstract】 Fins had an important influence on the heat storage capacity of phase change heat storage ducts. Taking six different kinds of finned tube heat storage devices as examples, a three-dimensional mathematical model was built by CFD simulation software, and the effects of fins number on the heat storage time and uniformity of phase change materials were analyzed. The results show that the structure of fins can reduce the melting time of paraffin, but the effect of the increase of fins on the melting time decreases step by step. When the number of fins exceeds 4, the change rate of the melting time of paraffin is less than 10%. At the same time, when the quantity of fin is 5, the temperature difference coefficient is the smallest, but the overall change rate is only 6.3%. Therefore, by analyzing the melting time, temperature uniformity and the amount of fin material used, the optimum number of fins for solar phase change regenerative duct is 4.

【Keywords】 Phase change thermal storage tube; Fins; Fluent; Solar energy

0 前言

随着我国城镇建设的飞速发展,建筑能耗不断增加,2016年建筑运行的总商品能耗为9.06亿吨标准煤,约占全国能源消费总量的20%^[1],目前如何在保证建筑环境的条件下降低建筑能耗成为建筑可持续发展的重要发展方向^[2,3]。太阳能具有储量丰富、分布广泛、清洁无污染等优点,故而利用太阳能被广泛利用在建筑采暖、新风加热与除湿等方面^[4-8]。但是太阳能的能量密度较低,受天气的

阴晴雨雪影响十分严重。因此,需要在结构上将集热器与储能系统结合^[9-11]。

目前诸多学者对太阳能相变蓄热装置进行了研究。李伟等^[12]设计了一种翅片管簇式相变蓄热器,实验表明:相变蓄热装置可以有效降低水箱体积,提高蓄热密度。李志永等^[8]提出了太阳能—相变蓄热—新风供暖系统,并建立其动态仿真模型。结果表明:单位集热面积的最佳运行流量为57.6m³/h,蓄热材料最佳相变温度为42℃。Alabidi等^[13]用焓法建立了三

套管蓄热器的二维模型,模拟研究了纵向直翅片对蓄热器凝固过程时间的影响。胡凌霄等^[14]采用铜肋片强化传热的结构组成一种新型石蜡相变蓄热器储能系统,并利用焓-孔隙率法对相变材料的融化凝固过程进行模拟,结构表明:蓄热器中的石蜡总融化时间随肋片间距增大而延长,随着肋片厚度的增加而缩短。陈佳等^[15]提出了一带有的翅片缩放管蓄热器,并以赤藓糖醇为相变材料模拟蓄热体蓄放热过程的热工特性,表明翅片缩放管相对于光管的蓄热放热速率提高了13%和9%。

从已有文献[13-16]研究可以看出,增加翅片结构可以有效地对相变蓄热器的传热过程进行强化,但对翅片数量与相变蓄热器强化传热的具体关系仍不清楚。本文通过 Fluent 软件建立太阳能相变蓄热风管的数学模型,分析太阳能相变蓄热风管中蓄热体的最优翅片数量。

1 物理模型与数学模型

1.1 物理模型

太阳能相变蓄热风管的物理模型见图1,装置外壳尺寸 250mm×50mm×50mm,翅片管外径 12.5mm,内径 10.5mm,长度 200mm,沿圆周方向设置翅片,翅片高度 9mm,厚度 2mm。

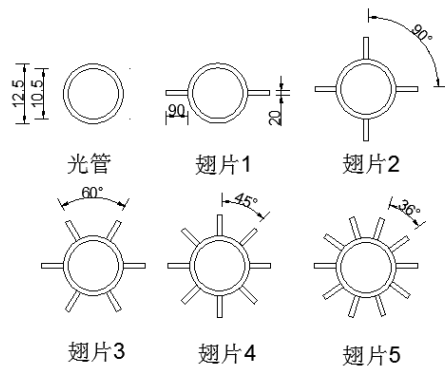


图1 蓄热管翅片详细结构

Fig.1 Detailed structure of the thermal storage duct fins

由于石蜡作为非晶体相变材料,其融化过程中没有固定的熔点。为了更好的反映石蜡融化过程中的能量变化情况,采用等效比热容法将石蜡的在融化过程中的相变潜热等效为比热容,其比热容与温度的函数如下^[17]:

$$c_p(T) \begin{cases} 3000 & T < 45.14 \\ 631880 & 45.14 \leq T \leq 48.59 \\ 3000 & T > 48.59 \end{cases}$$

式中: c_p 为石蜡的比热容, J/(kg·K); T 为石蜡的温度, °C。

太阳能相变蓄热风管内的基本结构的材料物性参数见表1。

表1 相变蓄热风管的物性参数

Table 1 Thermal parameters of phase change thermal storage duct

单元名称	材质	密度 (kg/m ³)	比热容 (J/kg·K)	导热系数 (W/m·K)	相变潜热 (kJ/kg)
相变材料	石蜡	780	c_p	0.151	218
壳体与翅片	铜	8978	381	387.6	—
风管区域	空气	1.225	1006	0.0242	—

1.2 数学模型

为方便数学模型建立和计算,对太阳能相变蓄热风管内的流动与传热过程中做了必要的假设。

(1) 忽略外界空气对风管外壁的影响;(2) 空气是常物性的不可压缩流体;(3) 忽略石蜡内部因温度梯度引起的自然对流。对整个计算区域的控制方程如下:

连续性方程:

$$\frac{\partial \rho_a}{\partial t} + \frac{\partial (\rho_a u_i)}{\partial x_i} = 0 \tag{1}$$

动量方程:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_a u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho_a u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} [\mu_a (\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}) - \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho_a \overline{u_i u_j})] - \rho_a g \tag{2}$$

能量方程:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_a c_{p,a} T) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho_a c_{p,a} u_j T) = \frac{\partial}{\partial x_j} (\lambda_a \frac{\partial T}{\partial x_j}) - \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho_a c_{p,a} \overline{u_j T}) \tag{3}$$

式中: t 为时间, s; p 为压强, Pa; u_i 、 u_j 为时空均速度, m/s; x_i 、 x_j 为笛卡尔坐标; ρ_a 为空气密度, kg/m³; μ_a 为空气动力粘度, Pa·s; $\overline{u_i u_j}$ 为雷诺应力分量; u'_i 、 u'_j 为空气脉动速度, m/s; T_a 为包装箱内部空气温度, K; T_0 为参考温度, K; g 为重力加速度, m/s²; $c_{p,a}$ 为空气比热容, J/(kg·K); T 为空气温度, K; λ_a 为空气导热率,

$W/(m \cdot K)$; $\overline{u_j T}$ 为 Reynolds 通量项; T' 为空气脉动温度, K。

同时, 由于空气在蓄热风管内通常以低雷诺数湍流为主, 故而在本文采用 Realizable $K-\epsilon$ 模型, 相较于标准的 $K-\epsilon$ 模型, 用数学约束改善模型, 对于低雷诺数湍流流动具有较高的精度^[5]。

2 数值计算

2.1 边界条件

模型边界条件设置如下:

(1) 太阳能相变蓄热入口为速度入口边界条件, 设定入口风速为: 2.0m/s, 温度为 55℃, 湍流强度设置为 5%; (2) 太阳能相变蓄热出口为压力出口边界条件 (Pressure-outlet); (3) 蓄热体的壳体与翅片采用流固耦合边界条件 (Couple); (4) 蓄热风管的外壳采用墙边界条件 (Wall), 并设置为绝热。

2.2 求解设置与网格划分

求解控制参数设置为: 选择双精度 (2ddp) 压力基求解 (Pressure-Based), 速度形式采用绝对速度 (Absolute)、非稳态计算 (Unsteady)。速度与压力的耦合采用 SIMPLE 算法, 压力、动量、湍动能、耗散率、能量、速度采用二阶迎风差分格式。网格划分采用格林-高斯最小单元格方法 (Green-Gauss Cell Based), 并依据数学模型特点, 采用更加适应不规则结构的 TGrid 四面体非结构性网格。整个计算区域划分为 502915 个网格, 且网格的扭曲率低于 0.8。

3 结果分析与讨论

3.1 翅片结构对相变蓄热风管的温度分布的影响

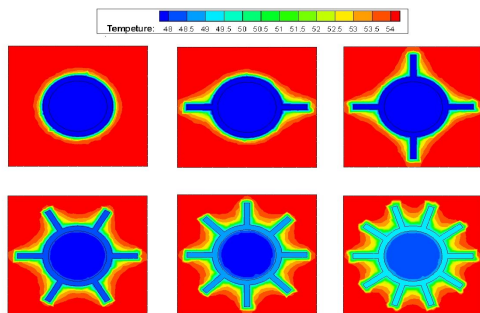


图2 120min 时相变蓄热风管的温度场

Fig.2 Temperature field of phase change thermal storage duct at 120 min

图2为六种不同的翅片管在蓄热 120min 时的温度场。从整体上看, 石蜡相变材料区域内的温度梯度较小; 蓄热风管内部的大部分区域的温度处于送风温度 (55℃), 仅在与管道相连接处出现较大的温度梯度。其原因在于由于在模拟过程中忽略石蜡相变材料随温度变化而产生的自然对流, 同时, 由于石蜡在融化吸收潜热过程中温度处于恒定状态, 故其内部温度梯度相对较小。对六种翅片结构进行分析, 可以得到翅片数量的增加对蓄热风管内部的温度场有着重要的影响: 由于翅片的出现, 使得低温区域随翅片延伸入蓄热风管的内的高温区域, 温度等值线沿着翅片管的边缘分布, 形成较大的温度梯度; 同时随着翅片的增加, 相变蓄热风管内的低温区域的面积逐渐增加, 翅片间的温度等值线逐渐远离蓄热管外壁, 在翅片间形成相对温度较低的区域。综上所述, 翅片结构能过有效的增大热风与相变蓄热管的接触面积, 同时由于翅片结构占据了风管的容积, 使得在相同热风量下风管内的平均速度有所增加, 提高了热空气与相变蓄热管的对流换热系数。但同时, 翅片数量太多也会使得低温区域在翅片管周围聚集, 降低热风与相变蓄热管的温度梯度, 从而使翅片强化传热效果有所减弱。故而, 不能通过无限增加相变蓄热管上的翅片数量来达到强化传热的目的。

3.2 翅片结构对相变材料融化时间的影响

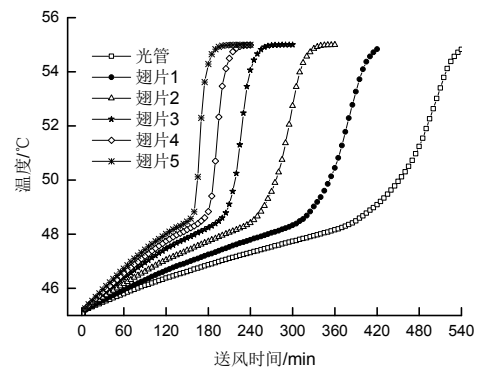


图3 不同翅片管相变蓄热管的温度曲线

Fig.3 Temperature curves of different finned tube

图3为6种相变蓄热管结构在蓄热过程中的温度变化曲线。从图中可以得到, 在石蜡处于相变温度 (45.14~48.59℃) 时相变蓄热管内的平均温度增长幅度较为缓慢; 在石蜡平均温度超过 48.59℃ 后, 相变蓄热管内的平均温度急剧上升并达到热风

温度。同时，对比不同的翅片结构，可以得到随着翅片数量的增加，相变蓄热管内的平均温度升高速度逐渐增加。

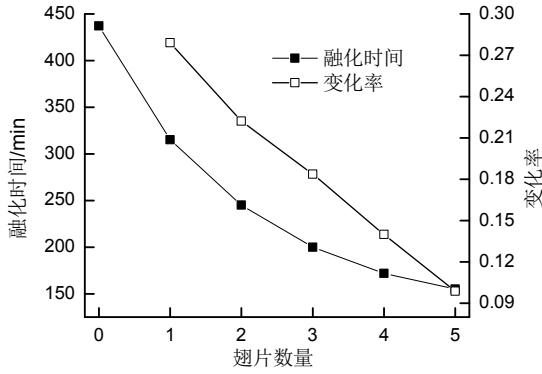


图4 翅片结构对融化时间的影响

Fig.4 Effect of fin structure on melting time phase change thermal storage duct

如图4所示，随着翅片数量的增加，融化时间逐渐降低，由光管的437min到5个翅片的155min。但同时，翅片数量与温度升高速度并不是呈正比例关系，而是随着翅片的增加递减的，其变化率依次为27.91%、22.22%、18.38%、14.00%、9.88%。故可以得到翅片的增加虽然可以增强传热效果，降低石蜡融化时间，但其强化传热的能力逐渐递减，当翅片数量超过4以后再增加翅片其对传热的强化低于10%。

3.3 翅片结构对相变材料温度均匀性的影响

在相变蓄热风管的蓄热过程中，除了石蜡的融化时间，在蓄热过程中石蜡的温度分布均匀程度也对蓄热的效果有着一定的影响。故而本稳通过定义温度差异系数来表示石蜡的温度分布的均匀程度，其计算公式如下：

$$\theta = \frac{T_{max} - T_{min}}{T_{ave}} \quad (4)$$

式中， θ 为温度差异系数； T_{max} 为石蜡的最高温度， $^{\circ}C$ ； T_{min} 为石蜡的最低温度， $^{\circ}C$ ； T_{ave} 为石蜡的平均温度， $^{\circ}C$ 。

图5表示温度差异系数随时间的变化趋势。从图5可得，六种翅片相变蓄热管的结构在蓄热过程中温度差异系数随时间的变化趋势基本一致，在整个蓄热过程中均呈现先上升后下降的趋势，但在相同时间下的数值有较大差别。其原因在于翅片的存在增强了相变蓄热管与热风之间的传热能力，故而

其在相同时间下石蜡所处的温度范围有所不同，其温度差异系数同样有所不同。

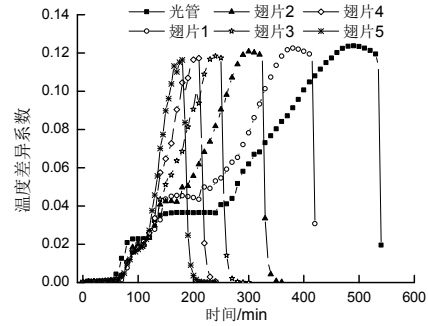


图5 相变材料不均匀度随时间的变化

Fig.5 Phase change material inhomogeneity with time

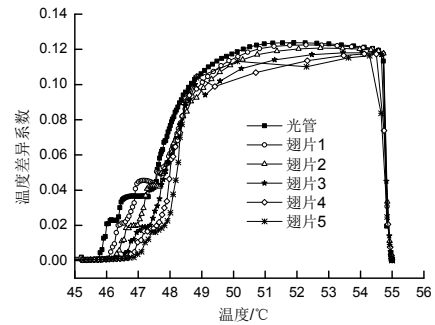


图6 相变材料不均匀度与平均温度的关系

Fig.6 Relationship between phase change material unevenness and average temperature

图6为温度差异系数与平均温度的关系。从图中可以得到，在六种翅片结构下，相变蓄热材料的不均匀度与平均温度的变化趋势基本一致，在相变温度（45.14~48.59 $^{\circ}C$ ）区间内不均匀度呈快速增长，并在48.59~54 $^{\circ}C$ 内达到最大值，最后在接近热风温度（55 $^{\circ}C$ ）时急速下降并趋近与0。单独分析翅片结构与温度差异系数的关系，可以得到，在石蜡相变过程中（45.14~48.59 $^{\circ}C$ ）翅片数量越多，温度差异系数越小。但从整体上，翅片数量对温度差异系数的影响相对较小，六种结构中的温度差异系数的极值变化在6.3%以内。

4 结论

本文对相变蓄热风管在蓄热过程中的相变过程进行了分析，通过对六种不同翅片管内的石蜡相变过程中的数值模拟，得到：在相变蓄热管外侧添加翅片可以强化蓄热风管的蓄热速度，但同时翅片

对传热的影响会逐渐降低,当翅片数量超过4时,石蜡的融化时间变化率低于10%。同时,翅片数量对石蜡相变过程中的温度差异系数有一定的影响,当翅片数量为5时,温度差异系数最小,但其变化率在6.3%以内。故而综合考虑石蜡融化时间、温度差异系数与翅片材料的使用量,可以得到太阳能相变蓄热风管的最佳翅片数量为4。

参考文献:

- [1] 清华大学建筑节能研究中心.中国建筑节能年度发展研究报告 2018[M].北京:中国建筑工业出版社,2018.
- [2] 燕达,陈友明,潘毅群,等.我国建筑能耗模拟的研究现状与发展[J].建筑科学,2018,34(10):130-138.
- [3] 赵灵犀,欧阳金龙.夏热冬冷地区新农宅夏季室内热环境调查及节能改造方案优化设计[J].制冷与空调,2018,32(6):616-622.
- [4] Ito S, Miura N, Wang K. Performance of a heat pump using direct expansion solar collectors[J]. Solar Energy, 1999,65(3):189-196.
- [5] Zhao D L, Li Y, Dai Y J, et al. Optimal study of a solar air heating system with pebble bed energy storage[J]. Energ Convers Manage, 2011,52(6):2392-2400.
- [6] 贾斌广,刘芳,张大鹏.双风道太阳墙内流动传热数值模拟分析[J].可再生能源,2018,36(9):1137-1143.
- [7] 贾斌广,李晓,张大鹏.太阳墙新风装置的性能[J].煤气与热力,2018,38(11):A25-A30.
- [8] 李志永,陈超,张叶,等.太阳能-相变蓄热-新风供暖系统仿真优化设计研究[J].太阳能学报,2012,33(5):852-859.
- [9] Arul Kuma R, Ganesh Babu B, Mohanraj M. Thermodynamic performance of forced convection solar air heaters using pin-fin absorber plate packed with latent heat storage materials[J]. Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 2016,126(3):1-22.
- [10] Abhishek Saxena, Nitin Agarwal, Ghansyam Srivastava. Design and performance of a solar air heater with long term heat storage[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013,60:8-16.
- [11] 黄凯霖,谢玲,王曦,等.多能互补技术在工业化办公建筑中应用的经济性分析[J].制冷与空调,2018,(3):304-311.
- [12] 李伟,李新国.翅片管簇式相变蓄热器的实验研究[J].煤气与热力,2011,31(9):A09-A11.
- [13] Al-abidia A, Mat S, Sopian K, et al. Numerical study of PCM solidification in a triplex tube heat exchanger with internal and external fins[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013,61:684-695.
- [14] 胡凌霄,付海明,刘栋栋,等.采用肋片强化相变蓄热器传热的模拟分析[J].电力与能源,2009,30(6):324-327.
- [15] 陈佳,冯毅.翅片缩放管相变蓄热体热工特性数值模拟[J].压力容器,2013,30(8):38-45.
- [16] LONGJ Y. Numerical and experimental investigation for heat transfer in triplex concentric tube with phase change material for thermal energy storage[J]. Solar Energy, 2008,82:977-985.
- [17] 李慧星,曹焜洪,冯国会,等.应用于空气源热泵系统的相变蓄热水箱数值模拟[J].储能科学与技术,2016,5(1):101-105.