

平板太阳能集热器传热性能的ㄣ理论优化

李秦宜, 陈群*

清华大学工程力学系, 热科学与动力工程教育部重点实验室, 北京 100084

* 联系人, E-mail: chenqun@tsinghua.edu.cn

2011-05-18 收稿, 2011-09-13 接受

国家自然科学基金资助项目(51006060)

摘要 平板太阳能集热器是太阳能热利用系统中常见的核心部件, 其传热性能的优化对于提高能源利用效率具有重要意义. 现有平板集热器大多采用厚度均匀的金属吸热板来吸收太阳辐射, 将ㄣ理论应用于吸热板导热过程的分析, 在吸热板材料总体积一定的前提下对其厚度布局作优化设计, 使其传热性能最优. 首先, 从理论上建立了吸热板集热性能与ㄣ损失之间的对应关系, 进而提出集热器性能优化的约束极值问题, 并利用变分方法从理论上得到温度梯度场均匀的优化准则. 最后, 根据优化准则, 通过数值模拟的方法对吸热板的厚度布局作优化设计. 模拟结果显示, 当太阳辐射强度为 800 W/m^2 、环境温度为 300 K 、风速为 3 m/s 时, 优化后的集热器效率比优化前提高 8.8% , 等效节省铜材达 30% . 将风速为 3 m/s 时的优化厚度布局在不同风速条件下作传热性能分析, 其集热效率与均匀厚度吸热板相比亦有明显提高.

关键词

平板太阳能集热器
传热性能
优化
ㄣ理论

作为常见的可再生能源利用方式, 太阳能热利用是实现节能降耗和能源可持续发展的重要途径之一. 其中, 平板型集热器是太阳能热利用系统中应用最广的核心部件之一, 其传热性能的分析与优化一直是广大学者的研究热点. 目前, 提高平板集热器传热性能的方法有两类^[1~5], 一是增大集热器对太阳辐射的有效吸收率, 二是减小集热器向周围环境的散热损失. 增大集热器对太阳辐射的有效吸收率, 主要包括优化集热器摆放倾角、采用光谱选择性透过(吸收)涂层等途径. 减小散热损失则主要包括降低吸热板温度、使用透明盖板形成温室效应、使用高热阻隔热层等途径.

为了从理论上分析和优化平板集热器的传热性能, 文献[6~10]将ㄣ理论应用于平板集热器传热性能的分析, 从传热过程不可逆性的角度研究了平板集热器的ㄣ效率随各种不同参数的变化规律, 并以此为参考选择集热器性能较优的工况参数. 但是, 大部分研究都只是在获得进、出口温度、流量等性能参数

的基础上计算不同工况下集热器的ㄣ效率, 从中选择ㄣ效率最高的优化结果, 并没有以ㄣ效率最高作为优化准则, 结合数学方法理论推导出性能最优的集热器几何结构. 并且, 目前平板集热器都采用均匀厚度吸热板, 尚缺乏对吸热板厚度布局进行优化设计来提高集热器性能的相关研究.

另一方面, 为了分析和优化与热功转换无关的传热过程的性能, Guo 等人^[11,12]提出了一个新物理量——ㄣ, 来描述一个物体(或系统)向其他物体(或系统)的传热能力, 利用ㄣ耗散来衡量物体(或系统)在不含热功转换的换热过程中传热能力的损失, 并建立了ㄣ耗散极值原理来优化导热过程^[11~15]、对流换热过程^[16,17]和辐射换热过程^[18].

本文将ㄣ理论应用于平板集热器传热性能的优化, 在吸热板总体积一定的条件下, 对吸热板的厚度布局作优化设计. 从理论上建立了吸热板集热性能与ㄣ损失之间的对应关系, 提出集热器性能优化的约束极值问题, 结合变分方法推导优化吸热板结构

的控制方程,最后,利用该控制方程通过数值模拟对吸热板厚度布局作优化设计,在一定约束条件下最大化集热效率.

1 平板集热器的传热模型

图1给出了平板太阳能集热器的典型结构,它由吸热板、流体管道、隔热层以及外壳和透明盖板组成^[1](为了简化问题,本文研究的平板集热器的透明盖板数目为0).其中,吸热板是平板集热器的主要部件,它吸收太阳辐射,并通过导热和对流换热将能量传递给流体管道中的流体.图2给出了吸热板的几何结构及其相应的坐标系,其中 L 为流体管道长度, $2W$ 为流体管道间距, t_p 为吸热板厚度, m 表示单个流体管道的质量流量.根据对称性,只需研究($0 < y < L$, $0 < x < W$)区域内的传热过程.

因为吸热板厚度远小于其长度和宽度,所以吸热板内的导热过程可以简化为二维、稳态、热导率恒定、厚度连续变化、有恒定内热源和随温度场变化的内热汇的导热过程,其导热微分方程为

$$k_p \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(t_p(x, y) \frac{\partial T_p(x, y)}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(t_p(x, y) \frac{\partial T_p(x, y)}{\partial y} \right) \right] + S - Q_{\text{Loss}}(x, y) = 0, \quad (1)$$

其中, $T_p(x, y)$ 表示吸热板温度, $t_p(x, y)$ 表示吸热板厚度, k_p 表示吸热板热导率, S 表示吸热板单位面积上实际吸收的太阳辐射, $Q_{\text{Loss}}(x, y)$ 表示吸热板单位面积上的散热损失.

吸热板单位面积上实际吸收的太阳辐射 S 的表达式为

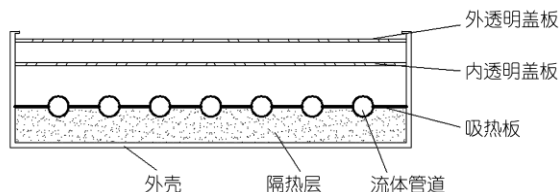


图1 平板集热器结构示意图

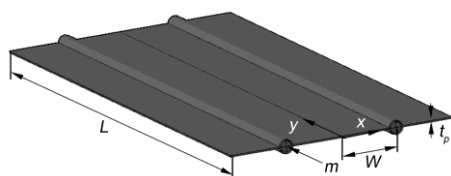


图2 吸热板模型及坐标系示意图

$$S = \alpha I, \quad (2)$$

其中, α 为吸热板表面对可见光的吸收率, I 为太阳辐射强度.

单位面积上的散热损失 $Q_{\text{Loss}}(x, y)$ 的表达式为^[1]

$$Q_{\text{Loss}}(x, y) = U_L (T_p(x, y) - T_a), \quad (3)$$

其中, T_a 表示环境温度, U_L 表示总热损系数.

总热损系数 U_L 由顶部热损系数 U_t 和底部热损系数 U_b 两部分组成,即

$$U_L = U_t + U_b. \quad (4)$$

吸热板底部通过隔热层导热向环境散热的热损系数 U_b 的表达式为

$$U_b = \frac{k_{\text{ins}}}{X_{\text{ins}}}, \quad (5)$$

其中, X_{ins} 表示隔热层厚度, k_{ins} 表示隔热层热导率.

吸热板顶部的热损系数 U_t 的表达式为

$$U_t = h_r + h_{\text{conv}}, \quad (6)$$

其中, h_r 为顶部辐射热损系数, h_{conv} 为顶部对流热损系数.

通过分析无限大空间中小物体的辐射换热过程可以得到 h_r 的表达式^[1]:

$$h_r = \varepsilon_p \sigma (T_p^2 + T_a^2) (T_p + T_a), \quad (7)$$

其中, ε_p 是吸热板表面在红外光谱段的发射率, σ 是Stefan-Boltzmann常数.

对流热损系数 h_{conv} 与当地风速 V 有关,通过经验公式计算^[1,2]:

$$h_{\text{conv}} = 2.8 + 3V. \quad (8)$$

根据(2)~(8)式即可计算导热微分方程的源项,该源项是随温度场变化的场函数.

对于导热方程的边界条件,在 $y = 0$ 和 $y = L$ 处热量通过在隔热层中的导热方式向周围环境散发,即

$$\frac{\partial T_p}{\partial y} = \frac{k_{\text{ins}} (T_p - T_a)}{X_{\text{ins}} k_p} \quad (y = 0). \quad (9)$$

$$\frac{\partial T_p}{\partial y} = -\frac{k_{\text{ins}} (T_p - T_a)}{X_{\text{ins}} k_p} \quad (y = L). \quad (10)$$

$x = 0$ 处为对称边界,即

$$\frac{\partial T_p}{\partial x} = 0. \quad (11)$$

$x = W$ 处为对流边界条件,即

$$\frac{\partial T_p}{\partial x} = -\frac{h_{fe}}{k_p} (T_p - T_f(y)). \quad (12)$$

其中, h_{fe} 为吸热板和流体质工之间的等效对流换热系数, $T_f(y)$ 为流体温度.

吸热板-流体质工等效对流换热系数 h_{fe} 通过下式计算^[19]:

$$h_{fe} = \frac{1}{t_p} \left[\frac{\pi d_i h_f}{2} + \frac{\pi d_o U_L (T_p - T_a)}{4(T_p - T_f)} - \frac{d_o S}{2(T_p - T_f)} \right], \quad (13)$$

其中, d_o , d_i 分别为流体管道外径和内径, h_f 为变壁温圆管对流换热系数.

流体管道与流体的对流换热过程为自然对流和强制对流混合换热过程, 且管壁温度沿轴向和周向都有较大变化. 对于该对流换热过程, 文献[20]基于大量实验结果给出了水平圆管混合对流换热过程的平均 Nusselt 数 Nu_m 的经验公式:

$$Nu_m = 1.75 \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \left[Gz_m + 0.0083 (Gr_m Pr_m)^{0.75} \right]^{\frac{1}{3}} \left(\frac{L}{d_i} > 70 \right), \quad (14)$$

其中, Gz_m , Gr_m , Pr_m 分别为平均 Graetz 数、平均 Grashof 数、平均 Prandtl 数, μ_b , μ_w 分别为流体在体积温度和管壁温度下的动力黏度.

如果用 k_f 表示流体热导率, 则 h_f 的表达式为

$$h_f = \frac{k_f Nu_m}{d_i}. \quad (15)$$

对流体管道内的流体微元建立能量平衡方程, 可以得到流体温度分布的表达式^[19]:

$$T_f(y) = T_{in} + \frac{2}{mc_p} \int_0^y \left[-k_p t_p \frac{\partial T_p}{\partial x} + \frac{d_o S}{2} - \frac{\pi d_o U_L (T_p - T_a)}{4} \right] dy, \quad (16)$$

其中, T_{in} 为流体进口温度, m 为流体质量流量, c_p 为流体定压比热容.

根据(1)~(16)式, 可以建立吸热板导热过程的传热模型并对其进行数值模拟.

2 吸热板的焓理论分析和优化

2.1 吸热板的焓理论分析

将导热微分方程(1)两边同乘以吸热板的局部温度 T_p , 可以得到吸热板内导热过程的焓平衡方程

$$ST_p - U_L (T_p - T_a) T_p - \nabla \cdot (t_p q T_p) + t_p q \cdot \nabla T_p = 0, \quad (17)$$

其中, q 为热流密度, 其表达式为

$$q = -k_p \nabla T_p. \quad (18)$$

式中, 左边第一项为吸热板吸收的太阳辐射和吸热板温度的乘积, 表征太阳辐射输入的焓流; 第二项为散热损失和吸热板温度的乘积, 表征由散热引起的吸热板的焓损失; 第三项表征焓在吸热板内部的传递; 第四项为焓耗散项, 表征由于有限温差下的导热引起的焓的损失.

将式(17)在整个导热区域 Ω 内积分, 并利用 Gauss 公式将散度项的面积分转化为边界积分, 可得

$$\begin{aligned} & \iint_{\Omega} (ST_p - U_L (T_p - T_a) T_p - k_p t_p \nabla T_p \cdot \nabla T_p) dA \\ &= \oint_{\Gamma} (t_p q_{\Gamma} T_p) \cdot ndS, \end{aligned} \quad (19)$$

式中, Γ 表示吸热板边界. 由式(19)可见, 吸热板通过太阳辐射获得的焓流减去向环境散热产生的焓损失以及吸热板导热产生的焓耗散(如等号左侧所示)等于吸热板通过边界导出的焓流(如等号右侧所示).

在吸热板对称边界 $x = 0$ 处, $q_x = 0$; 在边界 $y = 0$, $y = L$ 处, 吸热板通过隔热层导热向环境散热, 可以近似为绝热边界, $q_y = 0$. 因此, 吸热板通过边界导出的焓流全部通过对流边界传给流体质工, 转化为流体的焓. 另一方面, 流体管道的几何尺寸远小于吸热板, 并且流体管道中的温度梯度较小, 流体在管道中对流换热引起的焓耗散与吸热板导热引起的焓耗散相比可以忽略, 因此式(19)右边的边界积分就等于流体质工的焓的增量 ΔG , 即

$$\Delta G = \frac{1}{2} mc_p (T_{out}^2 - T_{in}^2) = \oint_{\Gamma} (t_p q_{\Gamma} T_p) \cdot ndS, \quad (20)$$

其中, T_{in} , T_{out} 分别为流体进、出口温度, m 为流体质量流量, c_p 为流体定压比热. 式(20)不仅表征流体单位时间内获得能量的总量, 还表征流体获得能量的品位.

将式(20)代入式(19), 可得

$$\begin{aligned} & \iint_{\Omega} (ST_p - U_L (T_p - T_a) T_p - k_p t_p \nabla T_p \cdot \nabla T_p) dA \\ &= \frac{1}{2} mc_p (T_{out}^2 - T_{in}^2). \end{aligned} \quad (21)$$

可见, 当吸热板通过太阳辐射获得的焓流减去向环境散热产生的焓损失以及吸热板导热产生的焓耗散取最大值时, 流体的焓的增量最大, 即平板集热器传热性能最佳.

2.2 吸热板厚度布局的优化准则

根据(21)式, 吸热板厚度布局的优化问题可以描述为以下约束极值问题.

(1) 优化目标: 吸热板通过太阳辐射获得的焓流减去向环境散热产生的焓损失以及吸热板导热产生的焓耗散取最大值, 用变分方法表述为

$$\delta \iint_{\Omega} (ST_p - U_L(T_p - T_a)T_p - k_p t_p \nabla T_p \cdot \nabla T_p) dA = 0. \quad (22)$$

(2) 优化对象: 吸热板厚度分布 $t_p(x, y)$.

(3) 约束条件: a) 吸热板总体积一定, 即

$$\iint_{\Omega} t_p(x, y) dA = \text{const}, \quad (23)$$

b) 满足导热微分方程式(1).

首先采用拉格朗日乘子法消除约束条件, 即构造泛函

$$\begin{aligned} \Pi = & \iint_{\Omega} (-k_p t_p \nabla T_p \cdot \nabla T_p + T_p(S + U_L T_a) - U_L T_p^2) dA \\ & + B \iint_{\Omega} t_p(x, y) dA + \iint_{\Omega} C(k_p \nabla \cdot (t_p \nabla T_p) + S \\ & - U_L(T_p - T_a)) dA, \end{aligned} \quad (24)$$

其中, B 和 C 为拉格朗日乘子. 因厚度约束条件式(23)是等周条件, 故 B 为常量, 而 C 是一个与空间位置相关的变量.

式(22)对温度 T_p 求变分, 可得

$$\nabla \cdot (t_p \nabla C) - S - U_L T_a - C U_L = 0. \quad (25)$$

式(25)的一个解为

$$C = -\frac{S + U_L T_a}{U_L}. \quad (26)$$

把 C 的常数解代入泛函表达式, 再将泛函对厚度 t_p 求变分, 结果为

$$|\nabla T_p|^2 = \frac{B}{k_p} = \text{const}. \quad (27)$$

因此, 最佳吸热板厚度分布应使吸热板内温度梯度的大小处处相等. 在热导率不变的情况下, 温度梯度均匀意味着热流密度均匀. 换句话说, 吸热板的厚度应与热流成正比, 这就是吸热板厚度布局的优化准则.

2.3 优化算法

通过数值计算的方法在热流较大的区域布局更多吸热板材料(如铜材), 可以使温度梯度场足够均

匀、吸热板厚度布局达到最优. 优化算法如下^[14]:

(1) 初始化吸热板厚度分布, 一般设为均匀厚度.

(2) 数值求解导热微分方程, 得到吸热板温度场和温度梯度场.

(3) 根据如下公式求解新厚度场

$$t_p^{(n+1)}(x, y) = \frac{|t_p^{(n)}(x, y) \nabla T_p(x, y)|}{\iint_{\Omega} |t_p^{(n)}(x, y) \nabla T_p(x, y)| dA} t_{pm} A_c, \quad (28)$$

其中, t_{pm} 为吸热板平均温度, A_c 为吸热板面积, 上标 (n) 和 $(n+1)$ 表示第 n 次和第 $n+1$ 次迭代结果. 显然, 当相邻两次求解结果相等时温度梯度大小为常数.

(4) 返回步骤(2), 重新计算温度场和温度梯度场, 直到

$$\frac{|t_p^{(n+1)}(x, y) - t_p^{(n)}(x, y)|}{t_p^{(n+1)}(x, y)} < \text{err}, \quad (29)$$

其中 err 为设定的收敛容差.

实际优化吸热板厚度布局时, 为了保证吸热板厚度不致过小, 先给定吸热板基准厚度 t_{pb} , 再将 $(t_{pm} - t_{pb})A_c$ 的总厚度在全域作优化布局.

3 数值模拟与结果分析

表 1 给出了平板集热器的几何和物性参数, 包括吸热板材料(铜材)的热导率、吸收率、发射率等物性参数, 以及隔热层的厚度和热导率. 表 2 给出了流体工质(水)的定压比热、热导率、膨胀系数、动力黏度、 Pr 数等物性参数以及质量流量、进口温度等运行参数. 表 3 给出了太阳辐射强度、环境温度、风速等环境参数.

采用 FLUENT12.1 数值求解吸热板二维导热微分方程并对厚度布局作优化. 复杂内热源和边界条

表 1 平板集热器几何和物性参数

平板集热器几何和物性参数	数值
流体管道长度 L	2 m
管间距 $2W$	0.4 m
吸热板平均厚度 t_{pm}	0.5 mm
流体管道外径 d_o	0.011 m
流体管道内径 d_i	0.01 m
隔热层厚度 X_{ins}	0.05 m
隔热层热导率 k_{ins}	0.04 W/m ²
吸热板(铜)热导率 k_p	385 W/m ²
吸热板(铜)吸收率 α	0.9
吸热板(铜)发射率 ε_p	0.17

表 2 流体工质的物性参数和运行参数

流体工质的物性参数和运行参数	数值
流体工质(水)比热 c_p	4,180 J/(kg K)
流体工质(水)Prandtl 数 Pr	4.34
流体工质(水)动力黏度 ν	$0.6 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
流体工质(水)膨胀系数 β	$1.8 \times 10^{-4} \text{ K}^{-1}$
流体进口温度 T_{in}	305 K
质量流量 m	0.003 kg/s

表 3 环境参数

环境参数	数值
太阳辐射强度 I	800 W/m ²
环境温度 T_a	300 K
风速 V	3 m/s

件的设置以及优化算法的实施均利用 UDF 功能, 迭代收敛容差取为 1×10^{-8} 。

3.1 温度场模拟方法的验证

为了验证吸热板温度场模拟方法的正确性, 本文首先考查了有恒定内热源 S , 三边绝热、一边对流换热, 厚度均匀的吸热板内的导热过程, 其温度场的解析解为

$$T_p(x, y) = \frac{S}{2k_p t_p} (W^2 - x^2) + \frac{S}{h_f t_p} W + \frac{T_{out} + T_{in}}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} A_{2k-1} \cosh\left(\frac{(2k-1)\pi}{L} x\right) \cos\left(\frac{(2k-1)\pi}{L} y\right),$$

$$A_{2k-1} = -4(T_{out} - T_{in}) \left[\left[(2k-1)\pi \right]^2 \left[\cosh\left(\frac{(2k-1)\pi W}{L}\right) + \frac{k_p (2k-1)\pi}{L h_f} \sinh\left(\frac{(2k-1)\pi W}{L}\right) \right] \right]^{-1}. \quad (30)$$

这里假定流体温度线性分布, 对流换热系数 h_f 为常数. 各参数的取值为: 流体出口温度 $T_{out} = 325 \text{ K}$, 进口温度 $T_{in} = 305 \text{ K}$, $S = 720 \text{ W/m}^2$, $k_p = 385 \text{ W/(m K)}$, $t_p = 0.5 \text{ mm}$, $W = 0.2 \text{ m}$, $L = 2 \text{ m}$, $h_f = 60000 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$ 。

图 3 和 4 分别给出了数值求解和解析解得到的温度场分布图. 由图可见, 数值求解和解析解得到的温度场完全吻合, 这验证了本文采用的数值方法的准确性。

3.2 优化结果和分析

根据前文所述优化算法对吸热板厚度布局作优化设计. 吸热板的平均厚度为 0.5 mm (优化过程中为了防

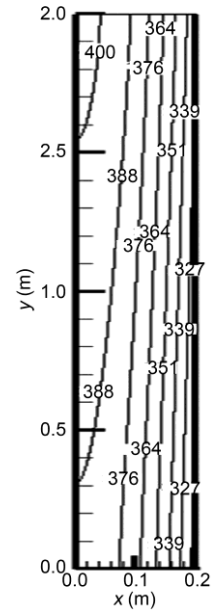


图 3 温度场的数值解(单位: K)

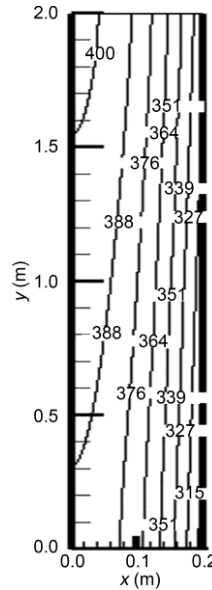


图 4 温度场的解析解(单位: K)

止吸热板厚度过小, 设定吸热板的最小厚度为 0.01 mm).

表 4 列举了优化前后的流体出口温度 T_{out} 、吸热

表 4 焓理论优化前后的结果比较

	$T_{out} (\text{ }^{\circ}\text{C})$	$T_{pm} - T_a (\text{ }^{\circ}\text{C})$	$\eta (\%)$	$\Delta G (\times 10^4 \text{ W K})$
优化前	47.6	34.6	30.16	6.18
优化后	50.0	33.1	32.80 ($\uparrow 8.8\%$)	6.74 ($\uparrow 9.1\%$)

板平均温度与环境温度之差($T_{pm}-T_a$)、集热器效率 η 和流体的焓增量 ΔG . 其中, 集热器效率的定义式为

$$\eta = \frac{mc_p(T_{out}-T_{in})}{IA_c}, \quad (31)$$

式中, I 为太阳辐射强度, A_c 为吸热板面积, m , c_p 分别为质量流量和定压比热.

根据表 4 可知, 优化后集热器效率可以提高 8.8%, 流体的焓增量可以提高 9.1%. 如果采用均匀厚度, 要达到 32.8% 的集热器效率, 须采用厚度为 0.71 mm 的铜板, 而经过优化采用平均厚度为 0.5 mm 的铜板即可达到这一效率值, 与 0.71 mm 的厚度相比优化后等效节省铜材达 30%.

图 5 和 6 分别给出了优化前、后吸热板的温度场和温度梯度(大小)场. 优化前, 吸热板温度梯度在对称边界接近于 0, 在流体进口处温度梯度最大, 为 311.3 K/m, 温度梯度场很不均匀. 优化后, 吸热板绝大部分区域温度梯度大小相等, 大小为 110.1 K/m. 比较优化前后的温度分布可以发现, 优化后吸热板内的温度梯度场明显比优化前更为均匀, 因此提高了优化后吸热板的导热性能.

图 7 给出了优化后吸热板厚度布局的等高线图. 图中, 优化后的吸热板厚度越靠近流体管道越大, 且越靠近流体进口端越大, 这是因为厚度分布应与热流大小成正比, 越靠近流体管道、越靠近流体进口端热流越大, 需要更强的导热能力. 厚度最大值出现在

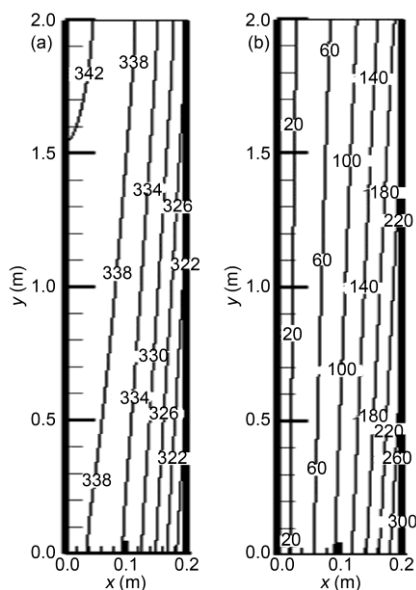


图 5 优化前模拟结果

(a) 温度场 (单位: K); (b) 温度梯度场 (单位: K/m)

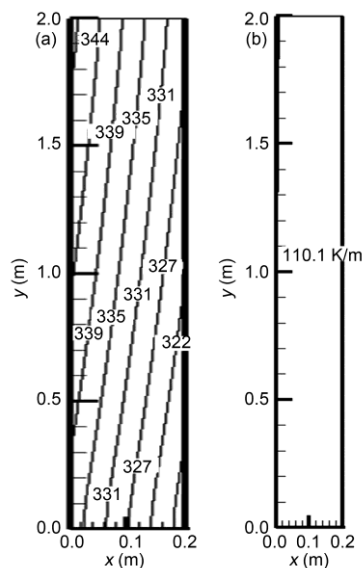


图 6 优化后模拟结果

(a) 温度场(单位: K); (b) 温度梯度场(单位: K/m)

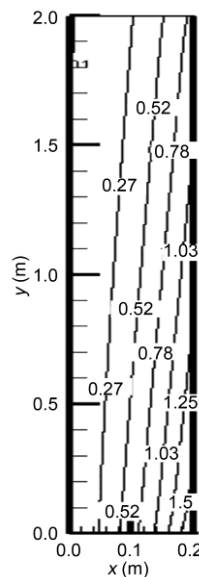


图 7 吸热板厚度布局(厚度单位: mm)

流体进口处, 为 1.8 mm. 对称边界附近热流极小, 其厚度近乎为设置的最小厚度 0.01 mm.

为了研究上述吸热板厚度布局在不同风速下的集热性能, 在保持其他工况参数不变的前提下, 分别采用 0.5 mm 的均匀厚度吸热板和风速为 3 m/s 时优化后的吸热板厚度布局, 对风速为 1, 2, 3, 4 m/s 的工况进行了数值模拟. 表 5 给出了模拟结果, 结果表明, 风速为 3 m/s 时的优化厚度布局在变风速情况下的导

热性能亦明显优于均匀厚度吸热板, 风速在 1~4 m/s 变化时, 采用优化厚度布局的吸热板的集热器效率比均匀厚度吸热板提高 8.3%~13.2%.

4 结论

本文将焓理论应用于吸热板导热过程的分析和厚度布局的优化设计. 结合吸热板二维导热微分方程, 从理论上得到了吸热板集热性能的优化目标, 即应使吸热板通过太阳辐射获得的焓流减去向环境散热产生的焓损失以及吸热板导热产生的焓耗散取最大值. 并且, 以吸热板材料总体积一定和满足导热微分方程为约束条件, 建立了厚度布局优化设计的约束极值问题, 通过变分方法得到温度梯度场均匀的优化准则.

根据上述优化准则, 通过数值模拟对吸热板的

表 5 变风速情况下的集热效率

风速 V (m/s)	1	2	3	4
均匀厚度 η (%)	42.01	35.12	30.16	25.32
$V=3$ m/s 优化厚度 η (%)	45.48 ($\uparrow 8.3\%$)	38.24 ($\uparrow 8.9\%$)	32.80 ($\uparrow 8.8\%$)	28.66 ($\uparrow 13.2\%$)

厚度布局作优化设计, 优化效果显著. 风速为 3 m/s、太阳辐射强度为 800 W/m^2 、环境温度为 300 K、质量流量为 0.003 kg/s 、进口温度为 305 K 时, 优化后的集热器效率比优化前提高 8.8%, 等效节省铜材达 30%. 将风速为 3 m/s 时的优化厚度布局在不同风速条件下作导热过程模拟, 其导热性能与均匀厚度吸热板相比亦有显著提高. 风速在 1~4 m/s 之间变化时, 采用优化厚度布局的集热器相比于均匀厚度的集热器, 其集热效率提高 8.3%~13.2%.

参考文献

- Kalogirou S A. Solar Energy Engineering: Processes and Systems. Burlington, MA: Elsevier/Academic Press, 2009
- Dagdougui H, Ouammi A, Robba M, et al. Thermal analysis and performance optimization of a solar water heater flat plate collector: Application to T,etouan (Morocco). *Renew Sust Energ Rev*, 2011, 15: 630–638
- Matrawy K K, Farkas I. Comparison study for three types of solar collector for water heating. *Energy Conv Manag*, 1997, 38: 861–869
- Tsiligris P T. Back absorbing parallel plate polymer absorbers in solar collector design. *Energy Conv Manag*, 2002, 43: 135–150
- Villar N M, Lopez J M C, Munoz F D, et al. Numerical 3-D heat flux simulations on flat plate solar collectors. *Sol Energy*, 2009, 83: 1086–1092
- Luminosu I, Fara L. Determination of the optimal operation mode of a flat solar collector by exergetic analysis and numerical simulation. *Energy*, 2005, 30: 731–747
- Farahat S, Sarhaddi F, Ajam H. Exergetic optimization of flat plate solar collectors. *Renew Energy*, 2009, 34: 1169–1174
- Suzuki A, Okamura H, Oshida I. Application of exergy concept to the analysis of optimum operating conditions of solar heat collectors. *J Sol Energy Eng Trans-ASME*, 1987, 109: 337–342
- Cervantes J G, Torres-Reyes E. Experiments on a solar-assisted heat pump and an exergy analysis of the system. *Appl Therm Eng*, 2002, 22: 1289–1297
- Kara O, Ulgen K, Hepbasli A. Exergetic assessment of direct-expansion solar-assisted heat pump systems: review and modeling. *Renew Sust Energ Rev*, 2008, 12: 1383–1401
- Guo Z Y, Zhu H Y, Liang X G. Entransy—A physical quantity describing heat transfer ability. *Int J Heat Mass Transf*, 2007, 50: 2545–2556
- 过增元, 程新广, 夏再忠. 最小热量传递势容耗散原理及其在导热优化中的应用. *科学通报*, 2003, 48: 21–25
- Chen Q, Zhu H Y, Pan N, et al. An alternative criterion in heat transfer optimization. *Proc R Soc A-Math Phys Eng Sci*, 2011, 467: 1012–1028
- 程新广. 焓及其在传热优化中的应用. 博士学位论文. 北京: 清华大学, 2004
- Chen Q, Wang M, Pan N, et al. Irreversibility of heat conduction in complex multiphase systems and its application to the effective thermal conductivity of porous media. *Int J Nonlinear Sci Numer Simul*, 2009, 10: 57–66
- Meng J A, Liang X G, Li Z. Field synergy optimization and enhanced heat transfer by multi-longitudinal vortexes flow in tube. *Int J Heat Mass Transf*, 2005, 48: 3331–3337
- Chen Q, Ren J X, Meng J A. Field synergy equation for turbulent heat transfer and its application. *Int J Heat Mass Transf*, 2007, 50: 5334–5339

- 18 Wu J, Liang X G. Application of entransy dissipation extremum principle in radiative heat transfer optimization. *Sci China Ser E-Technol Sci*, 2008, 51: 1306–1314
- 19 Kazeminejad H. Numerical analysis of two dimensional parallel flow flat-plate solar collector. *Renew Energy*, 2002, 26: 309–323
- 20 Oliver D R. The effect of natural convection on viscous-flow heat transfer in horizontal tubes. *Chem Eng Sci*, 1962, 17: 335–349
- 21 Marcos S M, Bergles A E. Experimental investigation of combined forced and free laminar convection in horizontal tubes. *J Heat Transf-Trans ASME*, 1975, 97: 212–219
- 22 Bergles A E, Simonds R R. Combined forced and free convection for laminar flow in horizontal tubes with uniform heat flux. *Int J Heat Mass Transf*, 1971, 14: 1989–2000

· 动 态 ·

壁虎在天花板表面稳定黏附：脚掌形态和脚趾反力的贡献

现代仿生学已经延伸到很多领域，机器人学是其主要的结合和应用领域之一。其中三维空间表面无障碍运动 (TDOF: Three Dimensional-terrain Obstacle Free) 的机器人，是当今世界最重要的高科技之一，已成为衡量一个国家科技水平和综合国力的重要标志。而且现代非结构环境下机器人在运动的平稳性、灵活性、健壮性、环境适应性及能源利用效率等方面远远落后于动物。学者期望通过仿生的手段，根据已经获悉的具有 TDOF 能力动物的运动机制和规律，研制具有 TDOF 能力的仿生机器人。然而对动物运动过程中与运动表面间的运动力学规律以及运动行为的研究是 TDOF 仿生机器人研制的重要内容，能够给仿生机器人的设计与研制很大的启示，可帮助理解动物运动的规律性，同时为仿生机器人的机构设计、步态规划和控制系统设计提供指导和借鉴。

南京航空航天大学仿生结构与材料防护研究所戴振东教授领导的学术团队对大壁虎在墙面和天花板运动时脚趾力以及脚掌的形态做了相关的研究。其研究成果《墙面及天花板上大壁虎脚趾作用力测试和脚掌形态研究》于 2011 年 8 月发表在《中国科学：技术科学》第 41 卷(<http://tech.scichina.com:8082/sciE/CN/volumn/current.shtml>)上。

多年来，研究者从壁虎脚掌的表面结构、黏附机理、黏附作用力等方面对壁虎的动力学进行了研究，并采

用微模具注塑法、电子束蚀刻、碳纳米管等方法人工仿制了壁虎脚趾刚毛阵列。戴振东教授领导的研究团队对大壁虎的运动，形态等方面做了近十年的研究，在此基础上建立一套以三维毫牛级传感器阵列为核心的动物运动力学与运动行为实验系统。并运用此测试系统研究了壁虎在墙面和天花板运动时脚趾的作用力以及脚掌的形态。研究结果表明脚趾在墙面和天花板接触表面内的合力与脚趾的夹角分别为 12.6° 和 3.1° ，垂直于接触表面的黏附力足以平衡重力引起的翻转矩或重力；壁虎第 1 和第 5 脚趾产生方向相反的力，在接触面内形成冗余力，提高接触的可靠性和稳定性；墙面与天花板表面运动中脚趾作用力与运动表面的夹角近似相等(约 20°)；壁虎在天花板运动时，脚趾作用力明显大于在墙面运动时的脚趾作用力。

这项研究由国家自然科学基金重点项目、国家自然科学基金面上项目、青年基金和国家高科技研究发展计划联合资助。采用新的测试方法所获得的研究成果丰富了以往人们对大壁虎的研究，对 TDOF 机器人的结构设计、步态规划和控制的选择有所启发和帮助，是近年来大壁虎研究的一个新突破。但研究人员表示，这项研究属于一项基础性工作，希望能为未来大壁虎各项研究工作的开展建立起一个新的科学平台。

(本刊讯)