

文章编号: 1000-3851(2010)04-0152-08

对流换热边界条件的多孔材料主动散热性能

张 凯¹, 邓子辰^{*1,2}, 周加喜¹

(1. 西北工业大学 力学与土木建筑学院, 西安 710072;

2. 大连理工大学 工业装备结构分析国家重点实验室, 大连 116024)

摘要: 通过推导 2 种不同换热边界条件下平板夹层多孔材料的散热指标, 研究了考虑对流换热因素的平板夹层多孔材料主动散热性能, 得到了影响材料散热性能的因素。分析了在确定的相对厚度下, 不同构型多孔材料的相对密度与散热指标的关系, 并得出正六边形构型的散热指数最大。随着相对厚度的增大, 最大散热指标和最优相对密度增大较快, 当相对厚度大于 20 时, 最大散热指标和最优相对密度变化较小并最终趋于定值。由上述结果可以得到相对应的最小质量, 随着最小质量的增大, 最大散热指标增大并最终趋于定值。在相同的最大散热指标下, 随着表面换热系数比值的增大, 最小质量逐渐减小。最后考虑承载因素对结构进行了优化分析, 正六边形构型的多孔材料具有明显的综合性能优势。

关键词: 多孔材料; 主动散热; 换热系数; 最大散热指标; 性能优化

中图分类号: V414.6; V414.19 **文献标志码:** A

Active heat dissipation of cellular materials with convection boundary conditions

ZHANG Kai¹, DENG Zichen^{*1,2}, ZHOU Jiayi¹

(1. School of Mechanics, Civil Engineering and Architecture, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. State Key Laboratory of Structural Analysis for Industrial Equipment, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China)

Abstract: The actively cooled performance of sandwich panel with cellular materials considering heat transfer factors was analyzed, and the thermal performance indexes of cellular materials with two different heat transfer boundary conditions were derived respectively, then the factors which impact the actively cooled performance were obtained. The relationship between optimal relative density and thermal performance index was analyzed in particular relative thickness, and the hexagon has the best performance. The maximum thermal performance index and optimal relative density increase rapidly with the growth of relative thickness, while they get slowly and reach a peak value when the relative thickness grew over 20. The minimum mass was obtained, and the maximum thermal performance index tends towards a constant value with the increasing minimum mass. The minimum mass decreases with the increasing proportion of heat transfer coefficients in the same maximum thermal performance index. At last, the structure was optimized considering the structural load, and the hexagon has the superior performance to others.

Keywords: cellular materials; active heat dissipation; heat transfer coefficient; maximum thermal performance index; performance optimization

工业装备技术和航空航天科技的迅猛发展对高性能工程材料的设计与制备提出了更高的要求, 超轻多孔材料以其优良的结构效率和广泛的多功能应用前景, 近年来成为学术界关注的热点^[1]。多孔夹

层材料所具有的主动散热性能, 也一直是研究的热点问题。卢天建^[2-3], Gu^[4]采用双面恒温 and 等热流的边界条件, 对平板夹层材料的散热性能以及材料优化设计进行了分析; Valdevit^[5]采用的等热流边

收稿日期: 2009-09-04; 收修改稿日期: 2009-12-01

基金项目: 国家基础研究计划 937 项目(2006CB601202); 西北工业大学基础研究基金; 大连理工大学工业装备结构分析国家重点实验室开放基金(GZ0802); 西北工业大学研究生创业种子基金(Z200930)

通讯作者: 邓子辰, 教授, 博士生导师, 从事计算力学、结构优化等相关方向研究 E-mail: dweifan@nwpu.edu.cn

界条件分析了 4 种不同介质多孔材料的散热性能, 并对其进行了优化, 分析发现, 一些材料几何参数对散热性能没有影响; Dempsey^[6] 利用实验手段, 研究了多孔材料的散热能力, 同时与数值计算结果进行了对比; Kim^[7-8] 通过实验得到了铝合金多孔材料的强迫对流换热能力, 研究了强迫对流换热下的压降和端部传热系数的变化情况, 指出具有较高承载力且具有较高传热系数的铝合金材料是一种理想的多功能材料; Wen^[9-10] 对多孔材料强迫对流换热进行了研究, 通过对不同试件进行实验和数值计算, 发现压降与材料的表面密度以及胞体尺寸有关, 整体换热系数与表面密度、胞体尺寸、固体传热系数等有关, 同时采用等热流的边界条件对多孔材料强迫对流换热进行了优化研究。刘书田等^[11] 利用数值方法分析了多孔材料的多孔率和微结构尺寸对散热性能的影响并进行了最优参数设计, 给出了微结构形式对散热性能的影响, 提出了以需要满足的散热性能为约束条件, 以满足需求的设计参数的可调范围为设计目标的最优散热结构设计理念。从上述的研究成果可以发现, 无论是理论计算还是实验研究, 采用的边界条件一般是恒温边界或等热流边界, 应用这些边界条件分析所针对的问题是合适和恰当的。而当多孔材料作为主动散热器应用于

发动机的外衬时(见图 1), 在其工作状态下, 热流从高温一侧, 经过对流换热进入多孔材料内部, 经过与冷媒的充分换热, 流向材料的另外一侧, 再通过对流换热与外界进行热交换。在研究这一问题时, 上述研究成果中的边界条件已经不能适应该工况下的要求, 需要考虑材料与外界之间的对流换热因素, 才能设计出符合实际条件的材料形式。因此, 本文中分别采用 2 种不同的边界条件: (1) 一面恒温, 一面对流换热的边界条件; (2) 双面对流换热边界条件。通过推导相关公式, 分析多孔夹层材料的散热指标以及不同设计构型和相对厚度比下多孔材料的散热性能, 为多孔材料的结构与优化提供理论支持。

1 多孔材料散热性能方程

分别考虑 2 种散热边界条件: (1) 单面恒温加热, 另一面对流换热; (2) 两面均进行对流换热。分析模型如图 1(b) 所示的平板结构, 上、下表面板分别处于高温和低温状态, 换热系数分别为 h_b 、 h_a , 热流从上表面流入, 从下表面流出, 外界空气通入多孔材料, 并带走热量。本文中采用皱襞模型进行分析^[2], 所分析的多孔材料胞体模型如图 2 所示。

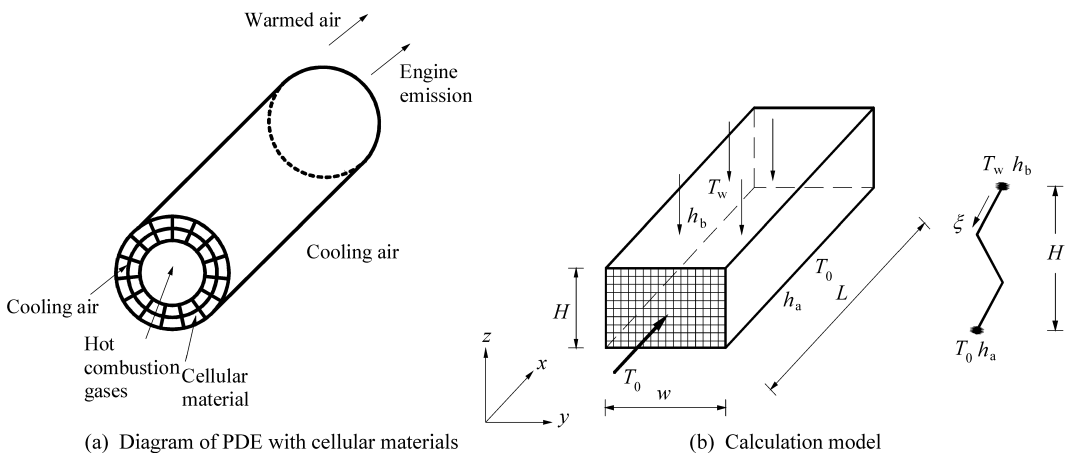


图 1 分析模型

Fig. 1 Analysis model

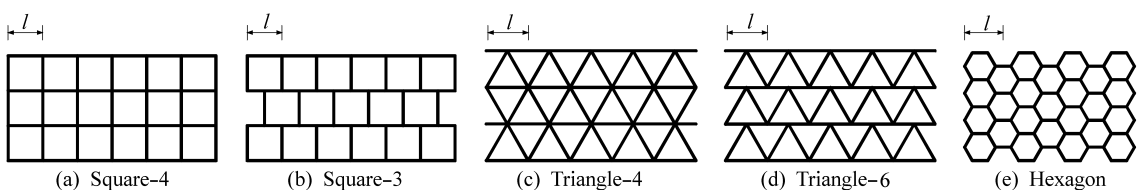


图 2 胞体结构形式

Fig. 2 Microstructures of cellular materials

1.1 边界条件(1)的散热方程推导

设局部换热系数 h , 材料的传热系数 k_s , 胞体壁厚 t , 则材料中一个皱襞的温度控制方程为^[4]

$$\frac{d^2 T(\xi, x)}{d\xi^2} - \frac{2h}{k_s t} (T(\xi, x) - T_f(x)) = 0 \quad (1)$$

式中: $h = \frac{c_a N_u k_f}{4l\sqrt{1-\rho}}$, c_a 为换热表面面积密度系数,

N_u 为努赛尔数; ξ 为沿皱襞胞体长度的局部坐标。

设上面板为一恒定的温度 T_w , 下表面与空气进行对流换热, 其中对流换热系数为 h_a , 外界空气为 T_0 , 则此种情况的边界条件为

$$\begin{cases} k_s \times dT(0, x) = h_a \times (T(0, x) - T_0) \\ T(c_H H, x) = T_w \end{cases}$$

其中 c_H 为胞体折曲比例系数, 解此方程得

$$T(\xi, x) = T_f(x) + c_1 e^{\sqrt{2h/k_s t} \xi} + c_2 e^{-\sqrt{2h/k_s t} \xi} \quad (2)$$

其中

$$q_2 = k_s t \left. \frac{dT}{d\xi} \right|_{\xi=c_H H} = \frac{\sqrt{2hk_s t} \{ \bar{T}_w [\sqrt{2h/k_s t} \sinh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H) + \bar{h}_a \cosh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H)] - \bar{h}_a \bar{T}_0 \}}{\sqrt{2h/k_s t} \cosh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H) + \bar{h}_a \sinh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H)} \quad (5)$$

令

$$m_3 = \frac{\sqrt{2hk_s t} [\sqrt{2h/k_s t} \sinh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H) + \bar{h}_a \cosh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H)]}{\sqrt{2h/k_s t} \cosh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H) + \bar{h}_a \sinh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H)}$$

$$m_4 = - \frac{\sqrt{2hk_s t} \bar{h}_a}{\sqrt{2h/k_s t} \cosh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H) + \bar{h}_a \sinh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H)}$$

则式(5)可以简化为

$$q_2 = m_3 T_w + m_4 T_0 - (m_3 + m_4) T_f(x) \quad (6)$$

上下板面流入空气的热量

$$\begin{aligned} q_w &= h(W - N_s c_w t) [(T_w - T_f(x)) + (T(0) - T_f(x))] \\ &= h(W - N_s c_w t) [T_w - T_f(x) + m_5 \bar{T}_w + m_6 \bar{T}_0] \quad (7) \end{aligned}$$

其中

$$m_5 = \frac{\sqrt{2h/k_s t}}{\sqrt{2h/k_s t} \cosh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H) + \bar{h}_a \sinh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H)}$$

$$m_6 = \frac{\bar{h}_a \sinh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H)}{\sqrt{2h/k_s t} \cosh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H) + \bar{h}_a \sinh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H)}$$

$$N_s = c_n W / l,$$

$$c_1 = \frac{(\sqrt{2h/k_s t} + \bar{h}_a) \bar{T}_w - \exp(-\sqrt{2h/k_s t} \bar{h}_a) \bar{T}_0}{2\sqrt{2h/k_s t} \cosh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H) + 2\bar{h}_a \sinh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H)}$$

$$c_2 = \frac{(\sqrt{2h/k_s t} - \bar{h}_a) \bar{T}_w + \exp(\sqrt{2h/k_s t} \bar{h}_a) \bar{T}_0}{2\sqrt{2h/k_s t} \cosh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H) + 2\bar{h}_a \sinh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H)}$$

$$\bar{h}_a = h_a / k_s, \quad \bar{T}_0 = T_0 - T_f(x), \quad \bar{T}_w = T_w - T_f(x).$$

由下壁面流入到流体中的热量

$$q_1 = -k_s t \left. \frac{dT}{d\xi} \right|_{\xi=0} = -\bar{h}_a \sqrt{2hk_s t} \times \frac{\bar{T}_w - \cosh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H) \bar{T}_0}{\sqrt{2h/k_s t} \cosh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H) + \bar{h}_a \sinh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H)} \quad (3)$$

令

$$m_1 = - \frac{\bar{h}_a \sqrt{2hk_s t}}{\sqrt{2h/k_s t} \cosh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H) + \bar{h}_a \sinh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H)},$$

$m_2 = -m_1 \cosh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H)$, 则式(3)可以写为

$$q_1 = m_1 T_w + m_2 T_0 - (m_1 + m_2) T_f(x) \quad (4)$$

由上壁面流入到流体中的热量

由流经结构气体的能量守恒, 得到

$$\dot{m} c_p [T_f(x+dx) - T_f] = n N_s q(x) + q_w(x) \quad (8)$$

解得

$$T_f(x) = T_w - (T_w - T_0) \exp(-x/L^*) \quad (9)$$

其中

$$L^* = \frac{\dot{m} c_p}{n N_s (m_1 + m_2 + m_3 + m_4) + h(W - N_s c_w t)(1 + m_5 + m_6)},$$

c_p 为空气的热容, $\dot{m} = WH\rho_f u_0$, u_0 为入口的初始速度, n 为考虑翅(fin)流入空气中热量的系数。

$t/l = c_t (1 - \sqrt{1-\rho})$, 相关的参数见表 1。

1.2 边界条件(2)的散热方程推导

同边界条件(1)的壁面温度控制方程相同, 上下表面与外界进行对流换热, 设上下表面的对流换热系数分别为 h_b 、 h_a , 则边界条件为

$$\begin{cases} -k_s \times dT(0) = -h_a \times (T(0) - T_0) \\ -k_s \times dT(c_H H) = h_b \times (T(c_H H) - T_w) \end{cases}$$

表 1 各种多孔材料构型的相关参数^[3]

Table 1 Proportionality coefficients of five cell shapes^[3]

Cell type	c_a	c_H	c_t	c_f	c_n	c_w	n	N_u
Square-3	4	1.5	1.0	14.17	1	1	1.778	3.614
Square-4	4	1	1.0	14.17	1	1	2	3.614
Triangle-4	6.93	1.732	0.577	13.3	1	0.866	2	3
Triangle-6	6.93	1.155	0.577	13.3	1	0.866	3	3
Hexagon	2.31	1.155	1.732	15.07	0.667	0.866	1.5	4.021

解温度方程, 得到的温度分布方程与式(2)相同, 其中

$$c_1 = \frac{\bar{h}_a \bar{T}_0 (\sqrt{2h/k_s t} - \bar{h}_b) \exp(-\sqrt{2h/k_s t} c_H H) + \bar{h}_b \bar{T}_w (\sqrt{2h/k_s t} + \bar{h}_a)}{2(2h/k_s t + \bar{h}_a \bar{h}_b) \sinh[\sqrt{2h/k_s t} c_H H + 2\sqrt{2h/k_s t} (\bar{h}_a + \bar{h}_b) \cosh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H)]},$$

$$c_2 = \frac{\bar{h}_a \bar{T}_0 (\sqrt{2h/k_s t} + \bar{h}_b) \exp(\sqrt{2h/k_s t} c_H H) + \bar{h}_b \bar{T}_w (\sqrt{2h/k_s t} - \bar{h}_a)}{2(2h/k_s t + \bar{h}_a \bar{h}_b) \sinh[\sqrt{2h/k_s t} c_H H + 2\sqrt{2h/k_s t} (\bar{h}_a + \bar{h}_b) \cosh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H)]},$$

$$\bar{h}_a = h_a/k_s, \quad \bar{h}_b = h_b/k_s, \quad \bar{T}_0 = T_0 - T_f(x), \quad \bar{T}_w = T_w - T_f(x).$$

由下壁面流入到流体中的热量

$$q_1 = -2k_s t \left. \frac{dT}{d\xi} \right|_{\xi=0} = -\sqrt{2hk_s t} \frac{-\bar{h}_a \bar{T}_0 [\sqrt{2h/k_s t} \sinh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H) + \bar{h}_b \cosh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H)] + \bar{h}_a \bar{h}_b \bar{T}_w}{(2h/k_s t + \bar{h}_a \bar{h}_b) \sinh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H) + \sqrt{2h/k_s t} (\bar{h}_a + \bar{h}_b) \cosh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H)} \quad (10)$$

令

$$m_1 = \frac{k_s t \sqrt{2h/k_s t} \bar{h}_a [\sqrt{2h/k_s t} \sinh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H) + \bar{h}_b \cosh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H)]}{(2h/k_s t + \bar{h}_a \bar{h}_b) \sinh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H) + \sqrt{2h/k_s t} (\bar{h}_a + \bar{h}_b) \cosh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H)}$$

$$m_2 = \frac{-k_s t \sqrt{2h/k_s t} \bar{h}_a \bar{h}_b}{(2h/k_s t + \bar{h}_a \bar{h}_b) \sinh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H) + \sqrt{2h/k_s t} (\bar{h}_a + \bar{h}_b) \cosh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H)}$$

则

$$q_1 = m_1 T_0 + m_2 T_w - (m_1 + m_2) T_f(x) \quad (11)$$

由上壁面流入到流体中的热量为

$$q_2 = 2k_s t \left. \frac{dT}{d\xi} \right|_{\xi=c_H H} = \sqrt{2hk_s t} \frac{\bar{h}_b \bar{T}_w [\sqrt{2h/k_s t} \sinh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H) + \bar{h}_a \cosh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H)] - \bar{h}_a \bar{h}_b \bar{T}_0}{(2h/k_s t + \bar{h}_a \bar{h}_b) \sinh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H) + \sqrt{2h/k_s t} (\bar{h}_a + \bar{h}_b) \cosh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H)} \quad (12)$$

令

$$m_3 = -\frac{\sqrt{2hk_s t} \bar{h}_a \bar{h}_b}{(2h/k_s t + \bar{h}_a \bar{h}_b) \sinh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H) + \sqrt{2h/k_s t} (\bar{h}_a + \bar{h}_b) \cosh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H)}$$

$$m_4 = \frac{\sqrt{2hk_s t} \bar{h}_b [\sqrt{2h/k_s t} \sinh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H) + \bar{h}_a \cosh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H)]}{(2h/k_s t + \bar{h}_a \bar{h}_b) \sinh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H) + \sqrt{2h/k_s t} (\bar{h}_a + \bar{h}_b) \cosh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H)}$$

则

$$q_2 = m_3 T_0 + m_4 T_w - (m_3 + m_4) T_f(x) \quad (13)$$

上下板面流入空气的热量为

$$q_w = h(W - N_s c_w t) [(T(c_H H) - T_f(x)) + (T(0) - T_f(x))]$$

$$= h(W - N_s c_w t) [c_1 \exp(\sqrt{2h/k_s t} c_H H) + c_2 \exp(-\sqrt{2h/k_s t} c_H H) - (c_1 + c_2)] = h(W - N_s c_w t) \times$$

$$\frac{\bar{h}_a \sqrt{2h/k_s t} [1 - \cosh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H) - \bar{h}_b \sinh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H)] \bar{T}_0 + \bar{h}_b \sqrt{2h/k_s t} [-1 + \cosh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H) + \bar{h}_a \sinh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H)] \bar{T}_w}{(2h/k_s t + \bar{h}_a \bar{h}_b) \sinh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H) + \sqrt{2h/k_s t} (\bar{h}_a + \bar{h}_b) \cosh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H)} \quad (14)$$

令

$$m_5 = \frac{h(W - N_s c_w t) \bar{h}_a \sqrt{2h/k_s t} [1 - \cosh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H) - \bar{h}_b \sinh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H)]}{(2h/k_s t + \bar{h}_a \bar{h}_b) \sinh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H) + \sqrt{2h/k_s t} (\bar{h}_a + \bar{h}_b) \cosh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H)}$$

$$m_6 = \frac{h(W - N_s c_w t) \bar{h}_b \sqrt{2h/k_s t} [-1 + \cosh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H) + \bar{h}_a \sinh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H)]}{(2h/k_s t + \bar{h}_a \bar{h}_b) \sinh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H) + \sqrt{2h/k_s t} (\bar{h}_a + \bar{h}_b) \cosh(\sqrt{2h/k_s t} c_H H)}$$

则

$$q_w = m_5 T_0 + m_6 T_w - (m_5 + m_6) T_f(x) \quad (15) \quad \dot{m} c_p [T_f(x+dx) - T_f] = n N_s q(x) + q_w(x) \quad (16)$$

由流经结构气体的能量守恒

$$T_f(x) = T_w - (T_w - T_0) \exp(-x/L^*) \quad (17)$$

其中

$$L^* = \frac{\dot{m}c_p}{nN_s(m_1 + m_2 + m_3 + m_4) + (m_5 + m_6)},$$

$\dot{m} = WH\rho_f u_0$, 气体的平均温度为

$$\bar{T}_f = T_0 - (T_w - T_0) \left\{ 1 - \frac{L^*}{L} [1 - \exp(-L/L^*)] \right\}.$$

2 考虑对流换热的多孔材料散热性能分析与比较

由材料中气体的温度分布, 可以得到气体流经材料后所带走的热量:

$$Q = \dot{m}c_p [T_f(L) - T_0] = \dot{m}c_p (T_e - T_0) \quad (18)$$

则多孔材料的整体换热系数为

$$\bar{h} = \frac{Q}{2LW\Delta T_m} \quad (19)$$

其中, $\Delta T_m = \frac{(T_w - T_0) - (T_w - T_e)}{\ln[(T_w - T_0) - (T_w - T_e)]} = T_w - \bar{T}_f$.

多孔材料的压降为

$$\Delta p = \frac{c_f c_a^2 L}{8} \frac{\rho_f u_f u_0}{(1 - \rho)^2 l^2} \quad (20)$$

其中 c_f 为摩擦系数, 则材料的散热指标

$$I = \frac{c_1 \bar{h}}{\Delta p} = \frac{4\rho_f u_0 (1 - \rho)^2 l^2}{L k_s c_f c_a L^*} \quad (21)$$

代入不同参数, 由式(21)计算得到各种构型材料的散热指标, 如图 3 所示。其中, $L = 2 \text{ m}$, $l = 1 \text{ mm}$, $H/l = 30$, $h_a = 10 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, $k_s = 200 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, $k_f = 0.026 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。

从图 3 中可以得到, 正六边形构型的散热指标最高, 三角形的最低。当相对密度在 0.15~0.25 之间时, 各种构型达到其最大散热指标。通过对多孔

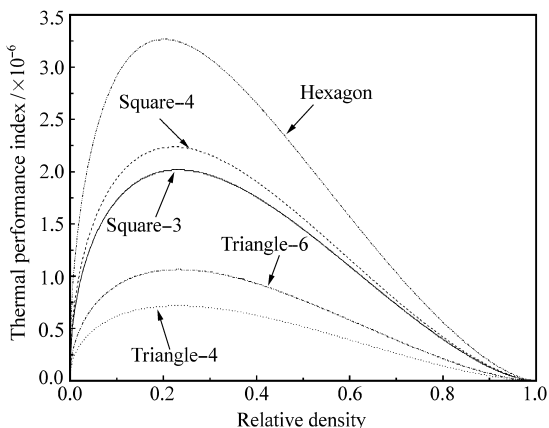


图 3 不同构型的相对密度与散热指标的关系

Fig. 3 Relationship between the thermal performance index and the relative density

材料尺寸的设计, 可以得到不同相对厚度 H/l 下最大散热指标以及相对应的最优相对密度, 如图 4 所示。

随着相对厚度的增加, 最大散热指标逐渐增大, 当 H/l 超过 20 以后, 各个构型的最大散热指标基本达到最大值, 若要再提高材料的散热指标, 则不应提高 H/l 的比值。随着 H/l 比值的增大, 最优相对密度逐渐增大, 最终各个构型的最优相对密度趋于定值。当 H/l 为某一定值的时候, 总有一个最优相对密度 ρ_{opt} 和最大散热指标 I_{max} 与之对应。设某一多孔材料的质量为 $\bar{M} = \rho_{opt} \rho_s LWH$, 则由式 $\bar{M}/(\rho_s LWH) = \rho_{opt}$ (H/l) 可以得到相对于最大散热指标的最小质量, 即在确定了多孔材料的长度、宽度以及胞体尺寸以后, 可以通过上式计算得到相对于某一最大散热指标的最小质量。图 5 为最大散热指标与相对应的最小质量的关系曲线。从图中可以看出, 当达到某一最大散热指标后, 随着质量的增

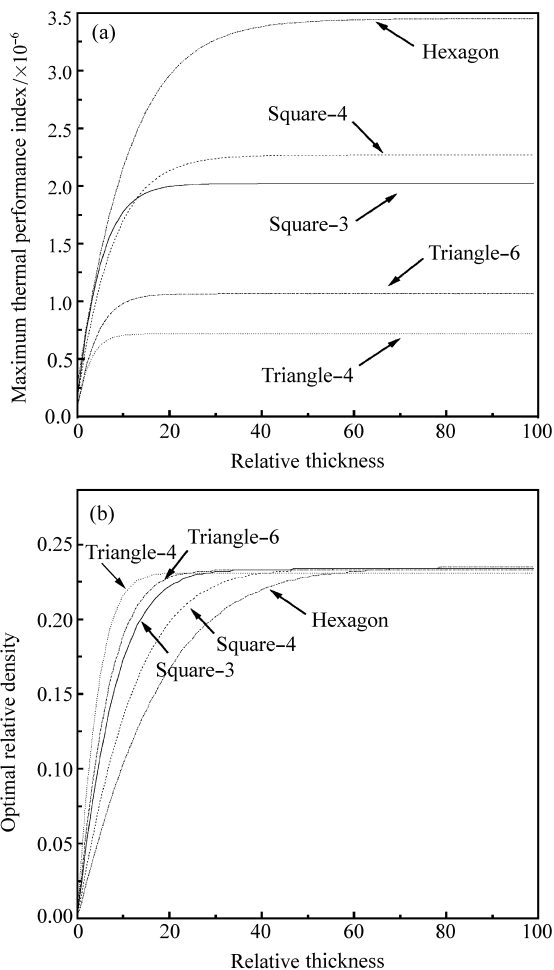


图 4 相对厚度与(a)最大散热指标及(b)最优相对密度之间的关系
Fig. 4 Relationship between the relative thickness and (a) the maximum thermal performance index, (b) the optimal relative density

加, 散热指标趋于定值。相同的质量, 正六边形构型的散热指标最高, 三角形构型的散热指标最差。

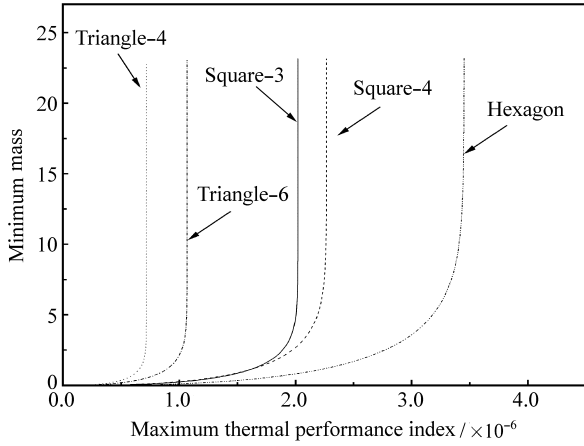


图 5 最大散热指标与最小质量之间的关系
Fig. 5 Relationship between the maximum thermal performance index and the minimum mass

同样, 对第 2 种边界条件求解得到的结果进行分析, 图 6 为各种构型材料不同相对密度与散热指标的关系曲线, 其中 $L=2\text{ m}$, $l=1\text{ mm}$, $H/l=30$, $h_a=10\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$, $h_b/h_a=0.1$, $k_s=200\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, $k_f=0.026\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。与第 1 种边界分析结果不同的是, 最优密度在 $0.3\sim 0.4$ 之间, 换热系数的不同会对结果造成较大的影响。

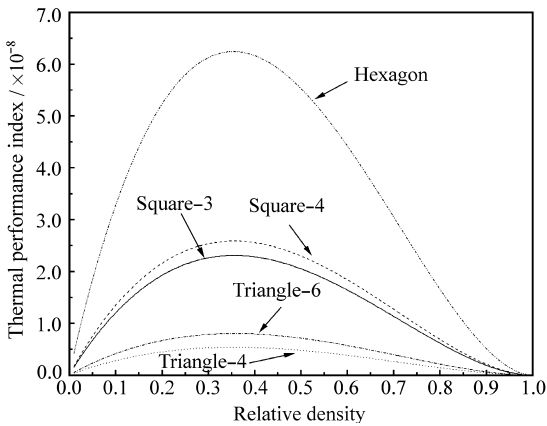


图 6 不同构型的相对密度与散热指标的关系
Fig. 6 Relationship between the thermal performance index and the relative density

通过分析 H/l 与最优密度和最大散热指标的关系, 可以得到与第 1 种边界条件相类似的结果, 如图 7 所示。

同样, 当 H/l 为某一定值的时候, 总有一个最优相对密度 ρ_{opt} 和最大散热指标 I_{max} 与之对应。由

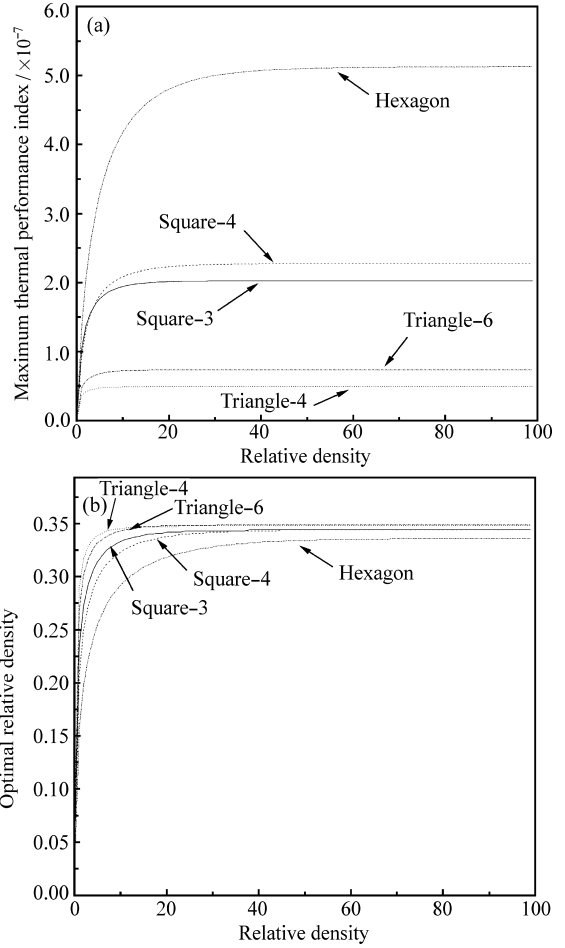


图 7 相对厚度与 (a) 最大散热指标及 (b) 最优相对密度之间的关系
Fig. 7 Relationship between the relative thickness and (a) the maximum thermal performance index, (b) the optimal relative density

式 $\bar{M}/(\rho_s L W l) = \rho_{\text{opt}}(H/l)$ 得到相对于最大散热指标的最小质量, 如图 8 所示, 从而为材料设计和优化提供参考。

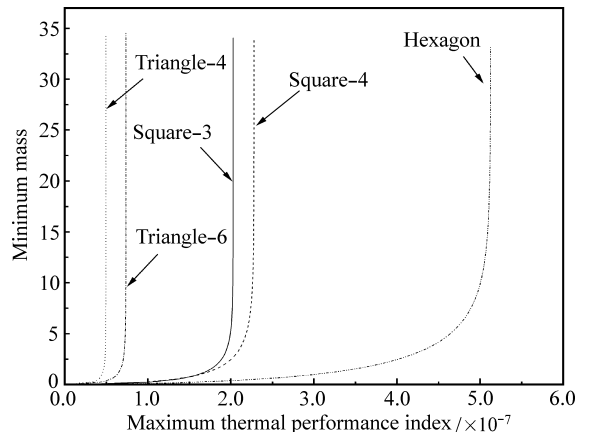


图 8 最大散热指标与最小质量之间的关系
Fig. 8 Relationship between the thermal performance index and the minimum mass

由于边界条件第 2 种涉及 2 个边界换热系数，而换热系数 h_a 、 h_b 对结果的影响较大。因此分析 2 个换热系数对计算结果的影响十分必要。图 9 为 h_b/h_a 比值变化与散热指标之间的关系曲线。从图中可以得到，随着 h_b/h_a 比值的增大，散热指标逐渐增大，并且正六边形构型的散热指标最高，三角形构型的散热指标最低。

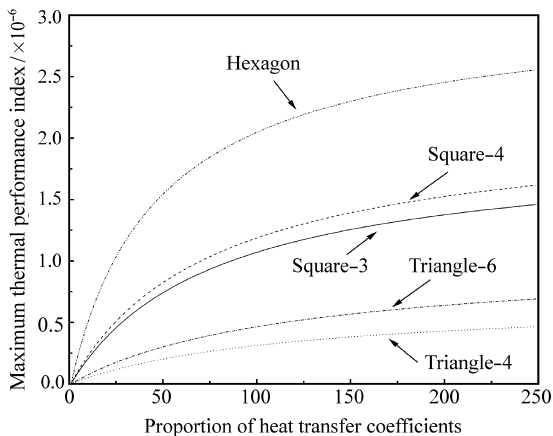


图 9 h_b/h_a 与散热指标之间的关系

Fig. 9 Relationship between h_b/h_a and the thermal performance index

同样，2 个边界的换热系数 h_a 、 h_b 对最优相对密度也存在影响，如图 10 所示。随着 h_b/h_a 比值的增大，最优相对密度从最大值逐渐减小，正六边形构型的最小，三角形的最大。

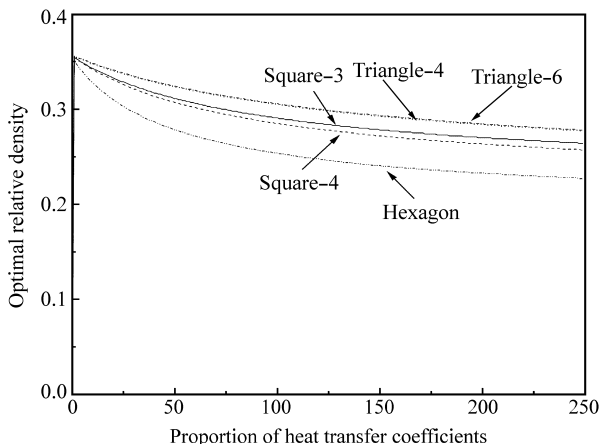


图 10 h_b/h_a 与最优相对密度之间的关系

Fig. 10 Relationship between the h_b/h_a and the optimal relative density

在材料的设计和优化过程中，通过设定 h_b/h_a 和 H/l 的比值以得到最大散热指标与最优密度，从

而得到最小质量。本文中分析了材料最小质量随 h_b/h_a 和 H/l 比值变化的结果，正六边形的分析结果如图 11 所示。随着 h_b/h_a 和 H/l 比值的增大，最小质量也逐渐增大，在 h_b/h_a 确定的情况下，随着 H/l 的增大，必然引起最小质量的增大；而当 H/l 为某一确定值时， h_b/h_a 越大，最小质量越小。

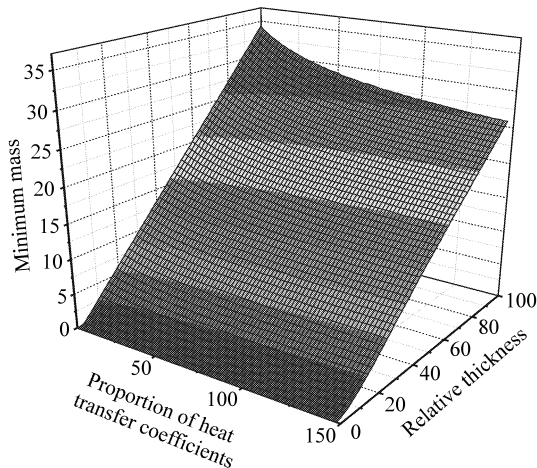


图 11 换热系数比值、 H/l 与最小质量之间的关系

Fig. 11 Relationship between the h_b/h_a , H/l and the minimum mass

由于此种材料特殊的工作条件，要求其不仅具有优良的主动散热性能，还要具有一定的承载能力。对于夹层平板蜂窝材料，其夹心的抗剪切能力会较大地影响结构的实际承载^[4,12]，所以本文中引入蜂窝面内抗剪切刚度 G/E_s 来考虑夹层结构的承载能力。对于正方向、三角形和正六边形的结构，抗剪切刚度分别为 $0.0625\rho^3$ 、 0.125ρ 和 $0.375\rho^3$ 。构造结构散热承载能力无量纲指标 $I_2 = (G/E_s)I$ ，计算得到 2 种边界条件下散热指标与结构质量之间的关系，见图 12。由于考虑了承载-散热两方面的因素，三角形胞体夹层结构以其优越的承载能力使得它的综合指标超过了正方形胞体结构。而由于正六边形优越的散热性能，只是在较小质量时的综合指标稍逊于三角形胞体结构，而对于大多数情况，这种构型的胞体形式仍然是最好的选择。

3 结论

(1) 正六边形构型的多孔材料散热性能最好，正方形的稍差，三角形的最差，在材料设计与优化的时候根据具体条件选择合适的材料构型。

(2) 不同边界条件下计算得到的结果存在较大

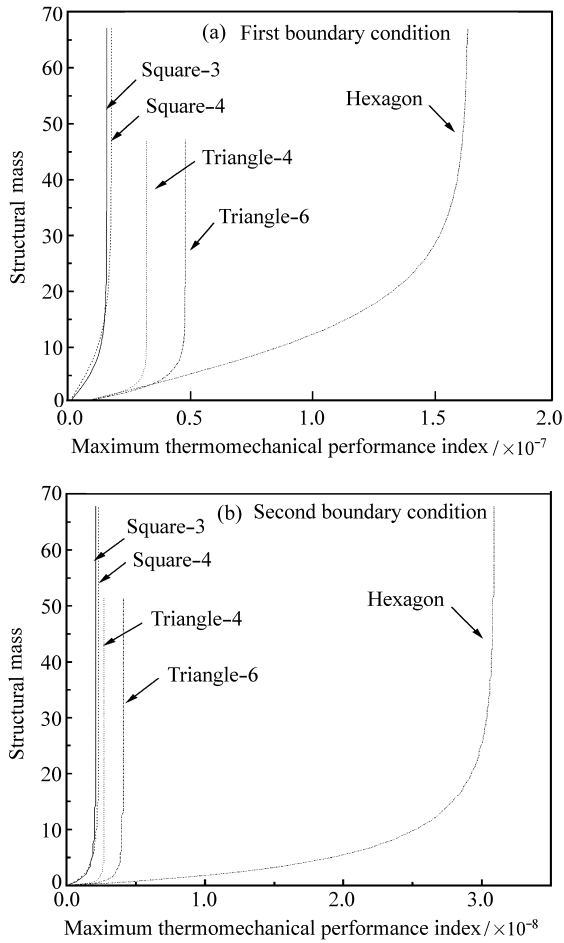


图 12 最优散热承载性能与结构质量的关系

Fig. 12 Relationship between the maximum thermomechanical performance index and structural mass

差别, 在计算中选择合理的边界条件, 是分析的先决条件。本文中所采用的第 1 种边界条件所计算的最优相对密度一般在 0.15~0.25 之间, 而采用双面对流换热的边界条件所计算得到的最优相对密度在 0.3~0.4 之间。

(3) 双面对流换热系数比值的不同, 同样会对计算结果产生影响。随着上下表面换热系数比值的增大, 最大散热指标逐渐增大。从正六边形构型材料换热系数比值和 H/l 与所需的材料质量的关系分析中也可以得到类似的结论。

(4) 考虑承载-散热两方面因素时, 正六边形构型的胞体形式仍然是最好的选择。

参考文献:

- [1] 卢天建, 刘 涛, 邓子辰. 多孔金属材料多功能化设计的若干进展 [J]. 力学与实践, 2008, 30(1): 1-9.
Lu Tianjian, Liu Tao, Deng Zichen. Multifunctional design of cellular metals: A review [J]. Mechanics in Engineering, 2008, 30(1): 1-9.
- [2] Lu T J. Heat transfer efficiency of metal honeycombs [J]. Int J Heat Mass Transfer, 1999, 42(11): 2031-2040.
- [3] Lu T J, Valdevit L, Evans A G. Active cooling by metallic sandwich structures with periodic cores [J]. Progress in Materials Science, 2005, 50(7): 789-815.
- [4] Gu S, Lu T J, Evans A G. On the design of two-dimensional cellular metals for combined heat dissipation and structural load capacity [J]. Int J Heat Mass Transfer, 2001, 44(11): 2163-2175.
- [5] Valdevit L, Pantano A, Stone H A, et al. Optimal active cooling performance of metallic sandwich panels with prismatic cores [J]. Int J Heat Mass Transfer, 2006, 49(21/22): 3819-3830.
- [6] Dempsey B M, Eisele S, McDowell D L. Heat sink applications of extruded metal honeycombs [J]. Int J Heat Mass Transfer, 2005, 48(3/4): 527-535.
- [7] Kim T, Zhao C Y, Lu T J, et al. Convective heat dissipation with lattice-frame materials [J]. Mechanics of Materials, 2004, 36(8): 767-780.
- [8] Kim T, Hodson H P, Lu T J. Fluid-flow and endwall heat-transfer characteristics of an ultralight lattice-frame material [J]. Int J Heat Mass Transfer, 2004, 47(6/7): 1129-1140.
- [9] Wen T, Tian J, Lu T J, et al. Forced convection in metallic honeycomb structures [J]. Int J Heat Mass Transfer, 2006, 49(19/20): 3313-3324.
- [10] Wen T, Xu F, Lu T J. Structural optimization of two-dimensional cellular metals cooled by forced convection [J]. Int J Heat Mass Transfer, 2007, 50(13/14): 2590-2604.
- [11] 刘书田, 刘 鹏, 张永存, 等. 二维多孔材料散热性能分析与设计 [J]. 复合材料学报, 2008, 25(1): 147-152.
Liu Shutian, Liu Peng, Zhang Yongcun, et al. Heat dissipation analysis and design of two-dimensional cellular materials [J]. Acta Materiae Compositae Sinica, 2008, 25(1): 147-152.
- [12] 王 博, 王 斌, 程耿东. Kagome 蜂窝夹层平板的多功能优化设计 [J]. 复合材料学报, 2007, 24(3): 109-115.
Wang Bo, Wang Bin, Cheng Gengdong. Multifunctional design of sandwich panels with Kagome-like cores [J]. Acta Materiae Compositae Sinica, 2007, 24(3): 109-115.