

三角形穿孔翅片对自然对流传热的强化作用*

A·H·艾尔伊莎¹, M·I·艾尔威甸²

(1. 胡森大学学院 拜勒加应用大学, 胡森, 艾伯德, 约旦;
2. 约旦科技大学 工程学院, 艾伯德 22110, 3030 信箱, 约旦)

(林建忠推荐)

摘要: 研究一种设置水平矩形翅片对自然对流传热的强化作用, 翅片内含三角形穿孔, 三角形的底边平行并朝向翅片顶端. 比较了这种多孔翅片和同等实心翅片的热耗散率. 考虑的参数包括翅片及其穿孔的几何尺寸和热性能. 讨论了翅片穿孔后引起的传热强化和翅片重量的减轻. 结果表明, 在某些三角形穿孔和穿孔间距的值域内, 穿孔翅片改进了同等情况实心翅片的热耗散. 当翅片导热率及其厚度增大时, 穿孔翅片的传热也强化.

关键词: 翅片表面; 传热强化; 三角形穿孔; 自然对流; 有限元; 穿孔翅片; 热耗散

中图分类号: TB131; TB61⁺1 **文献标识码:** A

符号说明

A	翅片的横截面积
A_c	穿孔的横截面积
Bi	Biot 数
b	(等边)三角形穿孔的边长
h	传热系数
k	翅片材料的导热率
L	翅片长度
l	单位矢量
L_c	特征长度
N	穿孔个数
N_e	穿孔翅片有限单元总数
N_f	一个均匀区(A 或 C)中的有限单元数
N_n	节点总数
N_t	锥形区域(B)中的有限单元数
Nu	平均 Nusselt 数

* 收稿日期: 2007-03-22; 修订日期: 2008-06-06

作者简介: Abdullah H. AlEssa(联系人. Tel: +962-2-7010400-237; Fax: +962-2-7010399; E-mail: abdd104@yahoo.com).

本文原文为英文, 吴承平译, 张禄坤校.

Nu_c	内穿孔表面的平均 Nusselt 数
A_O	穿孔表面的敞开面积
Q	传热率
Ra	Rayleigh 数
Ra_c	穿孔内衬表面的 Rayleigh 数
R_{OA}	敞口面积比
R_{QF}	穿孔翅片与未穿孔翅片热耗散率比
R_{wF}	穿孔翅片重量与实心翅片重量比(重量减少比)
S	穿孔间的间距
T	温度
t	翅片厚度
W	翅片宽度
W_{pf}	穿孔翅片重量
W_{sf}	实心翅片重量

上角和下角标

b	翅片根部
l	翅片下表面
max	极大值
pc	穿孔内表面(穿孔内部)
pf	穿孔翅片
ps	穿孔表面或穿孔后翅片表面剩余实心部分
sf	实心(未穿孔)翅片
ss	实心表面
t	翅片顶部
u	翅片的上表面
x	纵向或纵坐标
y	翅片横向(宽度方向)或横坐标
z	翅片横向(厚度方向)或横坐标
∞	翅片外围

引 言

从系统部件中排除多余的热量,对于防止燃烧或过热损伤是必要的。因此,强化传热是热力工程的重要课题。表面传热强化一般有以下途径:增大表面和外界环境间的传热系数,增大表面的传热面积,或两者同时应用。多数情况下,通过在壁面或表面上附加翅片扩展表面积的方式,来增大传热面积^[1]。设置翅片作为强化传热的方法相当普遍。表面扩展技术有了长足的发展,产生了新的设计思想,包括采用各向异性复合材料翅片、多孔材料翅片和百叶窗式翅片^[1-3]。由于对轻质、坚实、经济的翅片需求很大,优化翅片尺寸尤为重要。因此,翅片必须设计得排除热量最大,所费材料最省,而且翅片外形制造要简便^[4-6]。对于翅片外形的优化,已有大量的研究。还有一些研究,通过削减翅片的某些材料来改善翅片形状,例如空腔、空洞、切口、开槽或穿过翅片体的通道,以增大传热面积和/或传热系数^[5-8]。一种流行的提高热传递的技术是,使用形态各异的粗糙的或有间断的表面。粗糙表面或间断的作用是引起表面扰动,主

要目的是增大传热系数而不是增大表面积^[1,7,9]。有报道说,不平滑表面的自由对流系数比平滑表面大 50% 到 100%^[1,9]。还有的研究者对有间断、穿孔和呈锯齿状的表面,有着类似趋势的报导,认为由于在间断面后重新形成的热边界层改善了传热,并指出,增大对流系数,足以弥补传热面积的损失^[1]。穿孔板(翅片)就是一个表面间断的例子^[1,7-8],它在各种换热器、薄膜冷却和太阳能集热器上有着广泛的应用。尽管内含空洞的对流系数和无穿孔板全表面的对流系数间的关系容易得到^[1,9-10],但文献研究表明,在自然对流条件下,穿孔表面的这种关系的研究仍嫌不足。因此,文献[1-2]以增量比和开口面积比的概念为基础,计算自然对流条件下表面传热系数。不少研究涉及到强迫对流时的传热强化,如文献[11-12]。文献[11]在一个水平矩形通道内嵌矩形穿孔翅片的实验中,研究整个发热表面传热和摩擦力损耗的特征。研究表明,内嵌的矩形穿孔翅片,具有十分显著的传热强化作用。文献[12]进行了另外的实验,在矩形通道平滑表面上设置正方形截面的穿孔插翅片,研究强迫传热的强化作用。实验结果表明,具有圆形穿孔的正方形截面插翅片,引起传热强化。

本文研究的主要目的,是检验在自然对流条件下,修正的穿孔翅体,水平矩形翅片传热强化的程度。本文沿翅片厚度方向,设置竖直等边三角形截面穿孔,研究穿孔翅片对传热率和热耗散率的影响,比较修正的翅片(穿孔)与实心翅片(未穿孔)的传热率。最后尝试采用几种优化方法,给定翅片的最适合的材料和尺寸。本文的主要目标可以概括为

- 1) 评估翅片和穿孔相关因素,对强化传热率的影响。
- 2) 与相应实心翅片相比较,确定穿孔翅片产生最大强化传热的参数值。

1 假设和分析

在经典的翅片分析中,当 Biot 数较小时(小于 0.01),可以假定为一维热传导^[13-14]。图 1 给出了本文中带三角形穿孔翅片分析的示意图。图 2 示出了其对称部分的传热分析(阴影显示)。该翅片部分,横向(z 方向)Biot 数 Bi_z 可由式 $Bi_z = h_{pc}t/(2k)$ 计算;横向(y 向)Biot 数 Bi_y 可由式 $Bi_y = h_{ps}(S_y + b/2)/k$ 计算。当 Bi_z 和 Bi_y 的值小于 0.01 时,则 z 向和 y 向的传热可假设为独立的,并按一维求解。若 Bi_z 和 Bi_y 的值大于 0.01,则传热解必然是二维或三维的。本文中穿孔翅片参数的选取,使 Bi_z 和 Bi_y 的值小于 0.01。本文的分析和所得到的结果是以下列假设为基础的:

- 1) 稳定的一维热传导;
- 2) 翅片的材料是均匀和各向同性的,并且具有常导热率;
- 3) 翅体无热源/无冷源;
- 4) 基础温度和环境温度恒定;
- 5) 翅侧面远小于翅面 ($W \gg t$);
- 6) 不论穿孔还是实心翅表面的传热系数恒定;
- 7) 忽略辐射效应。

2 传热分析

在上述假设下,翅片的能量方程为^[15]

$$k \frac{d^2 T}{dx^2} = 0. \quad (1)$$

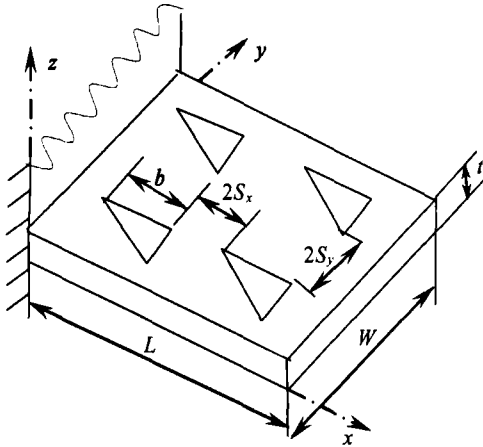


图1 带有等边三角形穿孔的翅片(穿孔底边平行并朝向翅片顶端)示意图

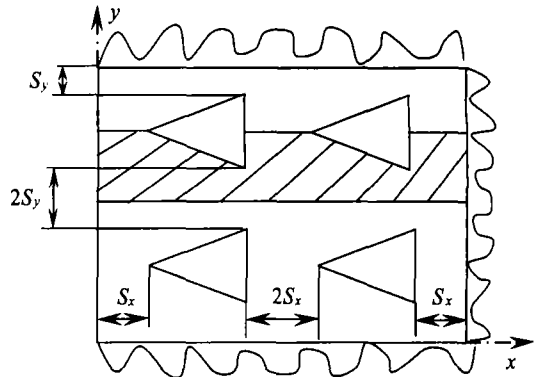


图2 在穿孔翅片数值计算中使用的对称阴影部分

相应的边界条件为^[15]

1) 在翅根部 ($x = 0$) 处

$$T = T_b; \tag{2}$$

2) 在穿孔表面

$$k \frac{dT}{dx} \Big|_x + h_{ps}(T - T_\infty) + h_{pc}(T - T_\infty) = 0. \tag{3}$$

如图1所示,包括翅片的顶面和三角形穿孔内表面的传热面积为

$$A_{pf} = (2WL - 2N_x N_y A_c) + (Wt) + (N_x N_y A_{pc}) = A_f + N_x N_y (A_{pc} - 2A_c) = A_f + N_x N_y b(3t - b \sin(60^\circ)/2). \tag{4}$$

穿孔翅片材料重量与未穿孔翅片材料重量的比较,用重量减少率 R_{WF} 表示:

$$R_{WF} = W_{pf}/W_{sf} = (LWt - N_x N_y A_c t)/(LWt) = 1 - (N_x N_y A_c t)/(LWt) = 1 - N_x N_y b^2 \sin(60^\circ)/(2LW). \tag{5}$$

对已知长度和宽度的穿孔翅片,三角形穿孔数 N_x 和 N_y (必须为整数)可由下式给出:

$$N_x = \text{int}(L/(2S_x + b \sin(60^\circ))), \tag{6}$$

$$N_y = \text{int}(W/(2S_y + b)), \tag{7}$$

其中“int”表示取整数.

能量方程(1)可用有限元方法数值求解. 对应的变分形式为^[15]

$$I_n = \frac{1}{2} \iiint_{V_e} k \left(\frac{dT}{dx} \right)^2 dV_e + \frac{1}{2} \iint_{A_{ps}} h_{ps} (T - T_\infty)^2 dA_{ps} + \frac{1}{2} \iint_{A_{pc}} h_{pc} (T - T_\infty)^2 dA_{pc} + \iint_{A_t} h_t (T_t - T_\infty) T dA_t. \tag{8}$$

带三角形穿孔翅片传热问题的求解原理,参考图1、2、3就清楚了. 图2显示其对称部分(阴影部分)的分析. 图3将该阴影部分更细致地划分为A、B、C三个区域. 区域A和区域C是均匀一致的,而区域B为锥形. 将区域A和C各分为 N_f 个单元,区域B分为 N_i 个单元. N_f 和 N_i 的值是任意的,根据网格划分要求决定. 单元总数 N_e 和节点总数 N_n 为

$$N_e = N_x(2N_f + 2N_i), \tag{9}$$

$$N_n = N_e + 1. \tag{10}$$

在其它因素相同的情况下,可根据翅片表面积和传热系数,计算实心翅片或穿孔翅片的热

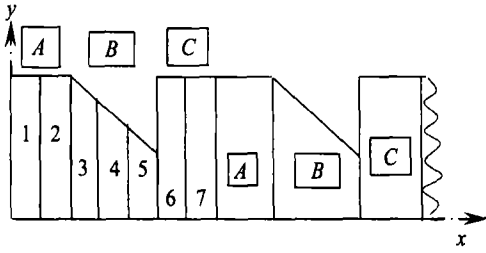


图3 三角形穿孔翅片放大的对称部分计算图
(划分为A、B、C三类区域;
1,2,3,...为线性有限单元编号)

$$Nu_1 = 0.527 Ra^{0.2} / (1 + (1.9/Pr)^{0.9})^{2/9},$$

其中 $10^6 < Ra < 10^8$.

本文讨论穿孔的和实心的两种翅片,其翅片顶端为竖直面,Nusselt数 Nu_t 为^[9]

$$Nu_t = 0.5 \left(\left(\frac{2.8}{\ln(1 + 2.8/(0.515 Ra^{0.25}))} \right)^6 + (0.103 Ra^{0.333})^6 \right)^{1/6}, \quad (16)$$

$$h_t = Nu_t \cdot k_{air} / L_c, \quad L_c = Lt / (2L + 2t). \quad (17)$$

上面已经就表面积讨论了穿孔的翅片.可是,存在3种不同的传热系数.第1种是穿孔表面实心部分的传热系数 h_{ps} , 其计算式为^[2]

$$h_{ps} = (1 + 0.75 R_{OA}) h_{ss}, \quad (18)$$

$$R_{OA} = \frac{A_0}{A_{Omax}} = \frac{N_x N_y b^2 \sin(60^\circ)}{LW}. \quad (19)$$

第2种为穿孔内部的传热系数 h_{pc} , 以及 Nusselt 数 Nu_c 为^[9]

$$Nu_c = \left[\left(\frac{Ra_c}{13.3} \right)^{-1.5} + (0.62 Ra_c^{0.25})^{-1.5} \right]^{1/-1.5}, \quad (20)$$

$$Ra_c = g\beta(T_m - T_\infty)L_c^4 / (t\nu\mu), \quad (21)$$

$$L_c = 2A_c / P_c, \quad (22)$$

$$h_{pc} = Nu_c k_{air} / L_c, \quad (23)$$

其中 $Ra_c < 10^4$.

第3种为翅片顶端部分的传热系数 h_t , 以及 Nusselt 数 Nu_t 由方程(16)、(17)给出.穿孔翅片与实心翅片热耗散比 R_{QF} 为

$$R_{QF} = Q_{pf} / Q_{sf}, \quad (24)$$

其中,穿孔翅片的热耗散 Q_{pf} ,按照文献[8]的有限元传热解计算.实心翅片的热耗散 Q_{sf} ,按照文献[14]的精确解计算.

3 结果和讨论

通过穿孔翅片与实心翅片在热传导中的比较,是评估或改进穿孔翅片的最好办法.假设穿孔翅片和实心翅片具有相同的几何尺寸(翅长 $L = 50$ mm,翅宽 $W = 100$ mm)、相同的导热率、相同的基础温度和环境温度,即 T_b 均为 100 °C, T_∞ 均为 20 °C.本节讨论沿翅片的温度分布和传热率.通过穿孔翅片与实心翅片的比较来评价采用穿孔的作用.

3.1 温度分布 $T(x)$

利用穿孔参数和翅片的厚度,计算沿穿孔翅片的温度分布 $T_{pt}(x)$,其中穿孔间距为 $S_x =$

耗散.对实心翅片,二者都能确定.在自然对流情况下,单个水平板的 h_{ss} 平均值为^[9]

$$h_{ss} = Nu \cdot k_{air} / L_c, \quad (11)$$

$$L_c = LW / (2L + 2W). \quad (12)$$

平均 Nusselt 数 Nu 为^[9]

$$Nu = (Nu_u + Nu_l) / 2, \quad (13)$$

$$Nu_u = \left[(1.4 / \ln(1 + 1.4 / (0.43 Ra^{0.25})))^{10} + (0.14 Ra^{0.333})^{10} \right]^{0.1}, \quad (14)$$

$$(15)$$

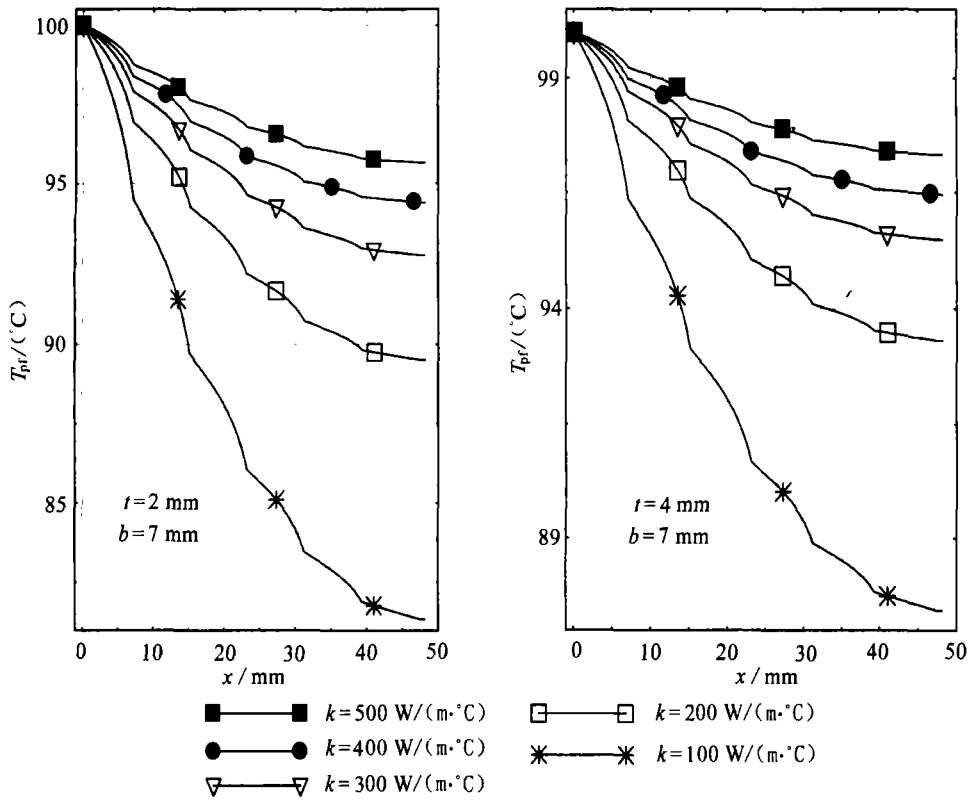


图4 对不同翅片厚度和穿孔尺寸,穿孔翅片沿长度的温度分布

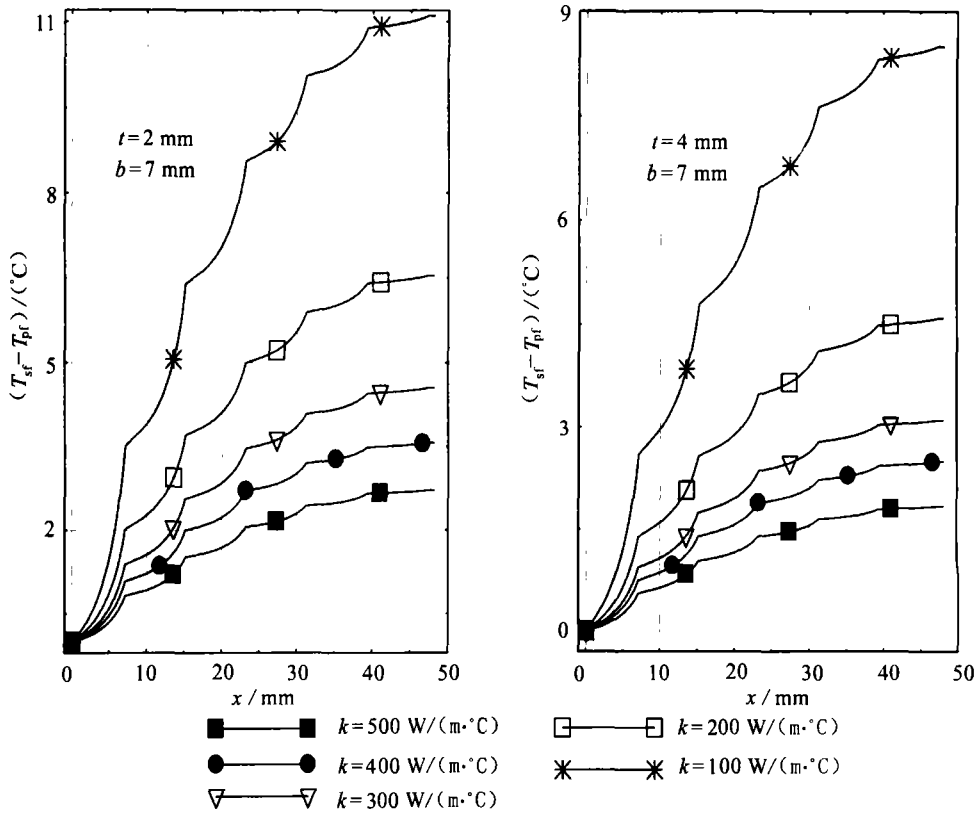


图5 对不同翅片厚度和穿孔尺寸,沿翅片长度的温差分布

$S_y = 1 \text{ mm}$. 沿翅片长度的温度分布绘于图 4. 由翅片分析的文献可知,翅片温度较高,意味着翅片的效率和有效性好. 翅片温度较高,翅片热传导阻抗就低. 如图 4 所示,由于穿孔的影响,温度分布呈现为不均匀的曲线. 由于穿孔,沿翅片长度的截面积发生了变化,从而引起翅片热阻的变化. 穿孔截面积的变化,热阻影响减小,导热率就增大,则曲线就会变得更均匀. 为了比较穿孔翅片与实心翅片的温度分布,实心翅片和穿孔翅片的温差 $T_{sf}(x) - T_{pr}(x)$ 分布示于图 5. 由图 5 可以看出,在所有情况下,沿实心翅片(未穿孔)的温度,总是高于穿孔翅片情况. 这是由于穿孔翅片的导热阻抗总是高于对应的实心翅片. 若导热率增大,则温差 $T_{sf}(x) - T_{pr}(x)$ 减小,并且当导热率趋于无穷大时,该温差趋于 0. 因此,若导热率趋于无穷大,则翅片(实心或穿孔)与基础温度 T_b 等温. 图 4 和图 5 表明,当三角形穿孔尺寸 b 增大,翅根部 and 翅顶端间的温差(温降)将加大. 这是由于 b 的增大,引起穿孔翅片热阻增大的缘故. 因此,从温度分布的观点来看,建议尽可能使用较小的穿孔尺寸. 由温度分布还可得出如下结论:翅片厚度增大,则翅片温度升高. 这一点很容易解释为,随着翅片厚度的增大,穿孔翅片的热阻减小了. 因此,从温度分布的观点来看,如可能,最好采用厚度大些的翅片. 图 4、5 中,由于沿穿孔翅片的长度,热阻有显著的变化,曲线呈锯齿形. 还可看到,在穿孔的邻近区域,热阻增大. 再有,由于穿孔翅片实心截面积的减小,热阻也增大了. 热阻的变化,导致温度分布曲线斜率的变化.

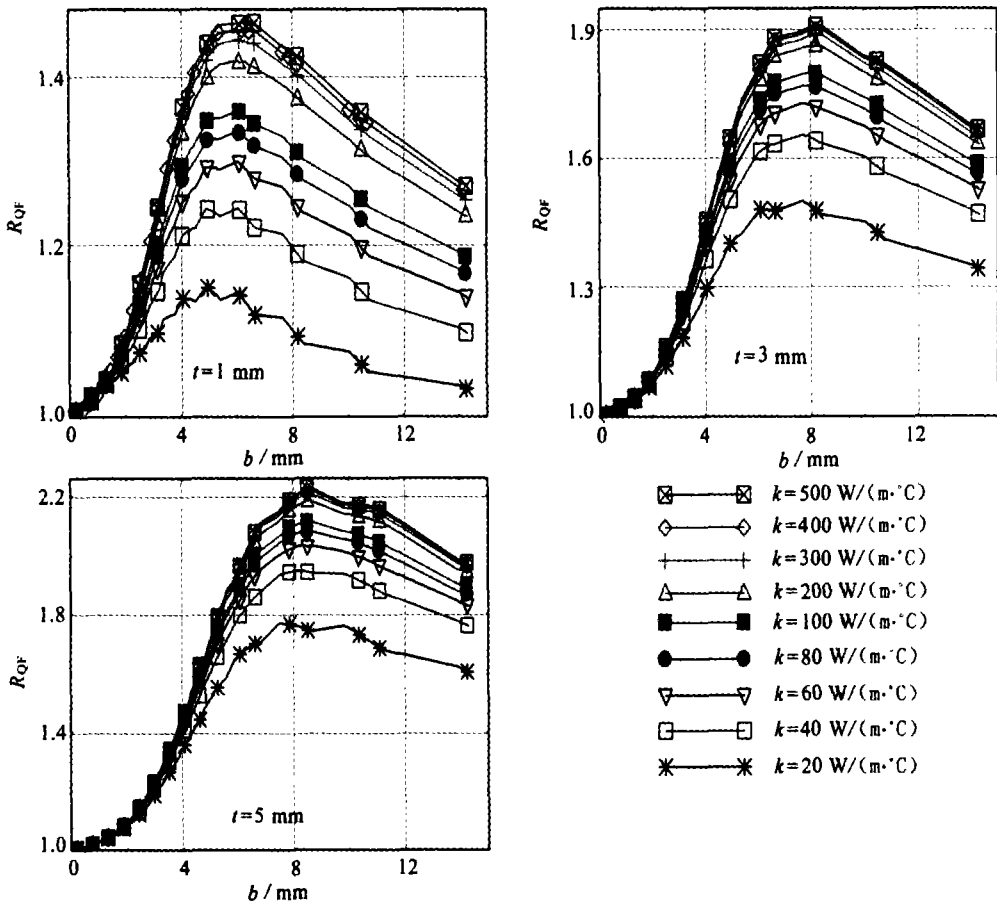


图 6 不同翅片厚度和导热系数时,热耗散率比 R_{QF} 随穿孔尺寸的变化

3.2 热耗散率的比值 R_{QF}

对不同厚度的翅片,穿孔翅片与对应的实心翅片热耗散率的比值 R_{QF} ,可根据穿孔尺寸 b

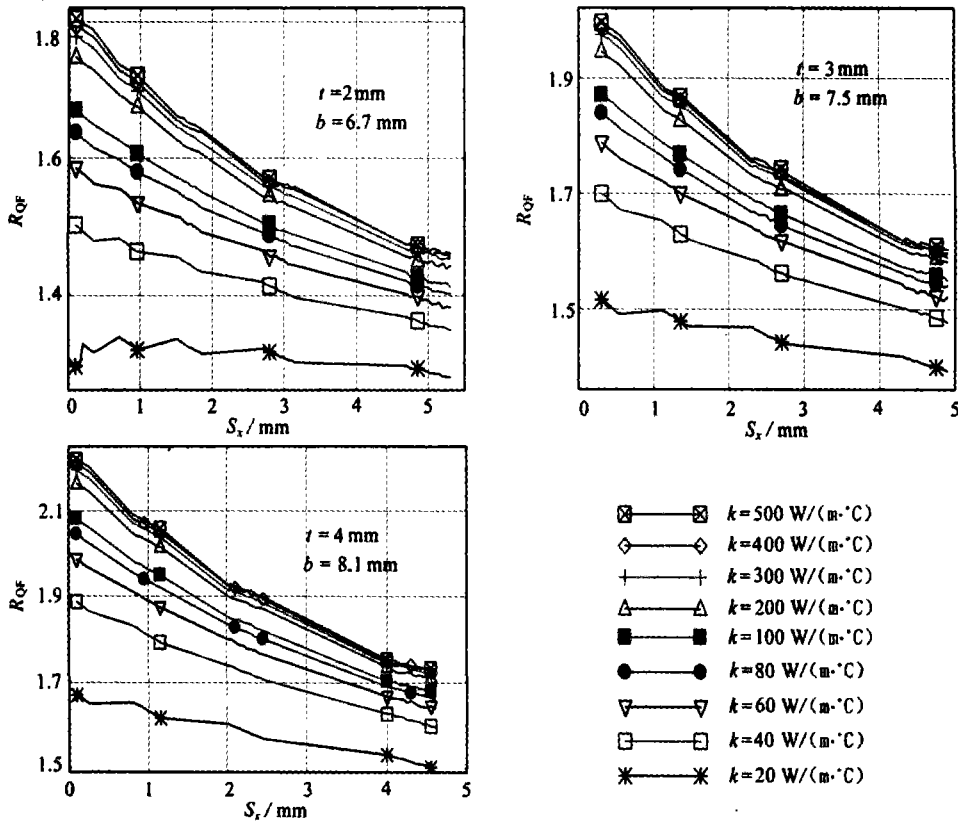


图7 不同翅片厚度和导热率下,热耗散率比 R_{QF} 随纵向间距 S_x 的变化

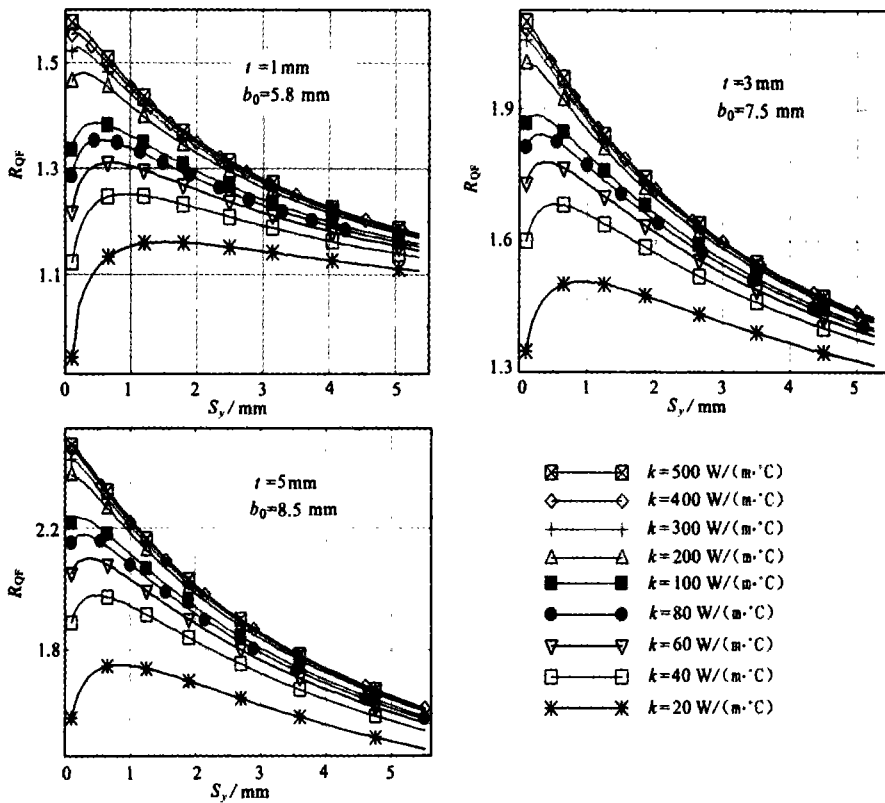


图8 不同翅片厚度和导热率下,热耗散率比 R_{QF} 随横向间距 S_y 的变化

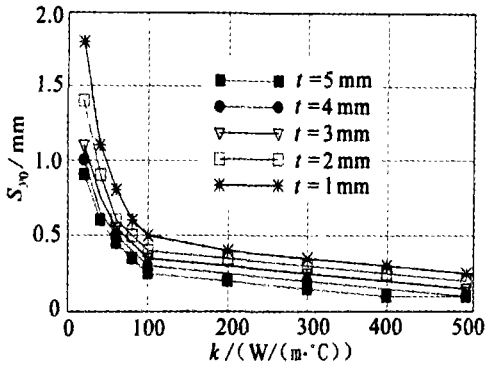


图9 不同翅片厚度下,优化横向间距 S_{y0} 随穿孔翅片导热率的变化

来进行研究,结果示于图6. 图6表明,对任意 b 值,较厚的翅片产生较大的强化传热. 在不同厚度 t 时, R_{QF} 随 b 的变化表明,先增大到极大值随后减小的趋势是一致的. 这一趋势可解释为,由于穿孔引起的翅片传热面积和传热系数变化的净效应. 由图6还可看出, R_{QF} 与穿孔尺寸 b 和翅片厚度有很强的函数关系. R_{QF} 取最大值时的穿孔尺寸就是最优穿孔尺寸 b_0 . 图6还表明,最优穿孔尺寸 b_0 与翅片厚度也有很强的函数关系. b_0 的近似值可由图6中的曲线得出,这些值列于表1.

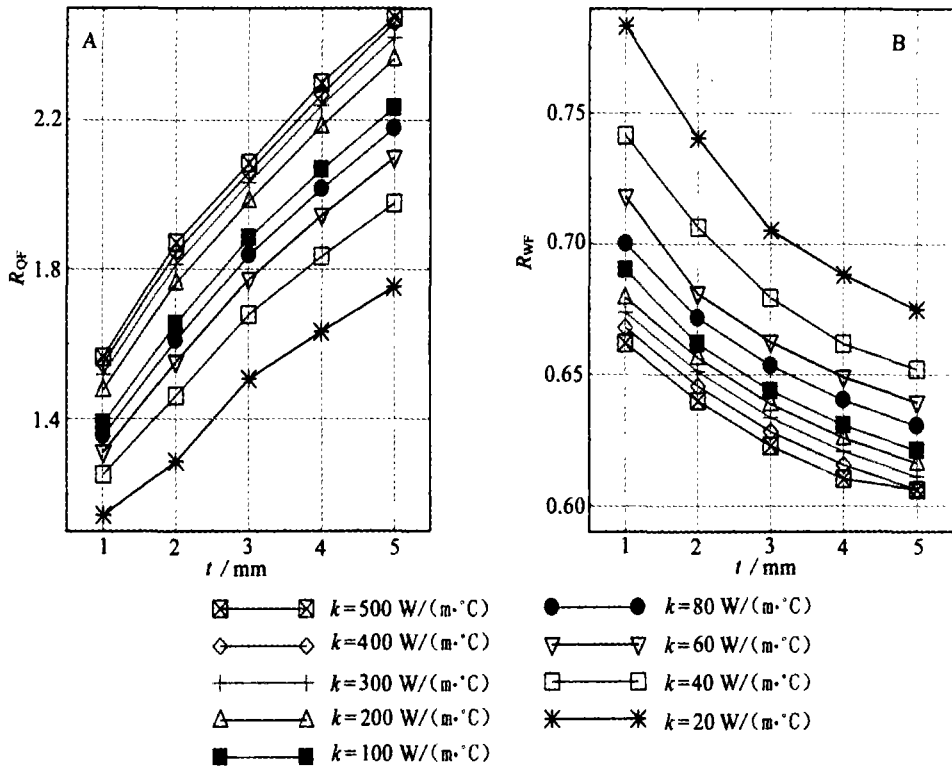


图10 不同翅片导热率和优化穿孔尺寸 b_0 及优化横向间距 S_{y0} 下,热耗散率 R_{QF} 和重量减少比 R_{WF} 随翅片厚度的变化

表1 穿孔翅片的优化尺寸近似值

翅片厚度 t/mm	1	2	3	4	5
最优穿孔尺寸 b_0/mm	5.8	6.7	7.5	8.1	8.5

为了研究纵向间距 S_x 对穿孔翅片作用的影响,热耗散率 R_{QF} 随间距 S_x 的变化示于图7. 图7表明,对任意 t , R_{QF} 随间距 S_x 的增大而减小. 这是由于 S_x 越大,穿孔数越少,意味着引起传热强化的单元数减少了. 因此,只要可能,最好采用尽可能小的间距 S_x . 横向间距 S_y 对穿孔翅片作用的影响,可以通过 R_{QF} 进行讨论,对不同导热率下 R_{QF} 随 S_y 的变化示于图8. 图8表明,在小 S_y 时, R_{QF} 增大,然后趋于减小. 可以认为,翅片的热阻和穿孔数相抵作用造成了

这一变化趋势。从图 8 看出, R_{QF} 非常依赖于间距 S_y , 并与优化穿孔尺寸 b_0 关系密切。在这个范围内, R_{QF} 达到极大值, 然后随间距 S_y 的增大而减小。这表明, 存在一个间距 S_y 的最优值, 记为 S_{y0} 。 S_{y0} 的值非常依赖于翅片厚度和翅片导热率。 S_{y0} 的近似值可由图 8 中的曲线看出。 S_{y0} 的近似值示于图 9。图 9 表明, S_{y0} 随翅片导热率和翅片厚度的增大而减小。概而言之, 采用优化穿孔值的穿孔翅片是有益的。在优化穿孔尺寸 b_0 和优化横向间距 S_{y0} 下, 对不同导热率, 热耗散比 R_{QF} 和重量减少比 R_{WF} 随翅片厚度的变化示于图 10。图 10(A 和 B) 表明, 采用在翅片上穿孔的方法, 会导致热耗散的强化和翅片重量的减轻。当翅片厚度及导热率增大时, 强化传热增大, 重量减小率减小。这意味着, 使用穿孔翅片能强化热耗散率, 同时减少翅片材料的耗费。

4 结 论

1. 沿穿孔翅片长度的温降始终大于等长的未穿孔翅片。
2. 对三角形穿孔尺寸的某些值, 穿孔的翅片可以强化传热。翅片厚度及其导热率对强化传热影响很大。
3. 穿孔翅片热耗散率增强的程度, 与翅片尺寸、穿孔几何条件和翅片热物理性质有着复杂的函数关系。
4. 得到的穿孔翅片的热耗散率, 与穿孔尺寸和横向间距有着很强的函数关系。当给定穿孔大小和间距, 该函数达到的极大值时, 分别称为优化穿孔尺寸 b_0 和优化间距 S_{y0} 。
5. 穿孔的翅片可以增大热耗散率, 同时减小翅片材料的耗费。

[参 考 文 献]

- [1] Bergles A E. Technique to augment heat transfer[A]. In: Werren M Rohsenow, James P Hartnett, Ejuj N Ganic, Eds. *Handbook of Heat Transfer Applications*[C]. Ch 3. 2nd Ed. NY: McGraw-Hill Book Company, 1985.
- [2] Al-Essa A H, Al-Hussien F M S. The effect of orientation of square perforations on the heat transfer enhancement from a fin subjected to natural convection[J]. *Heat and Mass Transfer*, 2004, 40(6/7): 509-515.
- [3] Mullisen R, Loehrke R. A study of flow mechanisms responsible for heat transfer enhancement in interrupted-plate heat exchangers[J]. *Journal of Heat Transfer, Transactions of the ASME*, 1986, 108(2): 377-385.
- [4] Prasad B V S S S, Gupta A V S S K S. Note on the performance of an optimal straight rectangular fin with a semicircular cut at the tip[J]. *Heat Transfer Engineering*, 1998, 19(1): 53-58.
- [5] Kutscher C F. Heat exchange effectiveness and pressure drop for air flow through perforated plates with and without crosswind[J]. *Journal of Heat Transfer*, 1994, 116(2): 391-399.
- [6] Chung B T F, Iyer J R. Optimum design of longitudinal rectangular fins and cylindrical spines with variable heat transfer coefficient[J]. *Heat Transfer Engineering*, 1993, 14(1): 31-42.
- [7] Kakac S, Bergles A E, Mayinger F. *Heat Exchangers, Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design*[M]. Hemisphere Publishing Corporation, 1981.
- [8] Al-Essa A H. Enhancement of thermal performance of fins subjected to natural convection through body perforation[D]. Ph D thesis. Iraq: Department of Mechanical Engineering, University of Baghdad and Jordan: University of Science and Technology, 2000.

- [9] Raithby G D, Holands K G T. Natural convection[A]. In: Rohsenow W M, Hartnett J P, Ganic E N, Eds. *Handbook of Heat Transfer Applications* [C]. 2nd Ed. Ch 6. New York: McGraw-Hill Book Company, 1984.
- [10] Sparrow E M, Ortiz M Carranco. Heat transfer coefficient for the upstream face of a perforated plate positioned normal to an oncoming flow[J]. *Internat J Heat Mass Transfer*, 1982, **25**(1):127-135.
- [11] Akyol Ugur, Bilen Kadir. Heat transfer and thermal performance analysis of a surface with hollow rectangular fins[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2006, **26**(2/3):209-216.
- [12] Sahin Bayram, Demir Alparslan. Performance analysis of a heat exchanger having perforated square fins[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2008, **28**(5/6):621-632.
- [13] Aziz A, Lunadiri V. Multidimensional steady conduction in convecting, radiating, and convecting-radiating fins and fin assemblies[J]. *Heat Transfer Engineering*, 1995, **16**(3):32-64.
- [14] Razelos P, Georgiou E. Two-Dimensional effects and design criteria for convective extended surfaces[J]. *Heat Transfer Engineering*, 1992, **13**(3):38-48.
- [15] Rao S S. *The Finite Element Method in Engineering* [M]. 2nd Ed. Elmsford, NY: Pergamon, 1989.
- [16] Incropera Frank P, Dewitt David P. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* [M]. 4th Ed. New York: John Wiley and Sons, 1996, 110.

Enhancement of Natural Convection Heat Transfer From a Fin by Triangular Perforations of Bases Parallel and Toward Its Tip

Abdullah H. AlEssa¹, Mohamad I. Al-Widyan²

(1. *Al-Balqa Applied University, Al-Husn University College,
Al-Husn, Irbid, Jordan;*

2. *College of Engineering, Jordan University of Science and Technology,
P. O. Box 3030, Irbid 22110, Jordan)*

Abstract: Heat transfer enhancement from a horizontal rectangular fin embedded with triangular perforations (their bases are parallel and toward to the fin tip) under natural convection is studied. Its heat dissipation rate was compared to that of the equivalent solid one. The parameters considered were geometrical dimensions and thermal properties of the fin and of the perforations. The gain in heat transfer enhancement and the fin weight reduction due to the perforations was considered. It is shown also that the heat dissipation from the perforated fin for certain range of triangular perforation dimension and spaces between perforations result in improvement in heat transfer over the equivalent solid fin. The heat transfer enhancement of the perforated fin increases as the fin thermal conductivity and its thickness are increased.

Key words: finned surfaces; heat transfer enhancement; triangular perforations; natural convection; finite element; perforated fin; heat dissipation