

文章编号: 1000-8055(2007)08-1252-06

竹节形扰流元对流动与换热特性影响的数值研究

黄国联, 王锁芳

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 采用数值计算方法, 研究了扰流柱形状对通道中流体流动和换热的影响, 模拟了带竹节形扰流柱通道的流场. 结果表明: 相对于圆柱形扰流柱, 装有圆柱竹节形和椭圆竹节形扰流柱阵列矩形通道的压力损失系数分别为 62% ~ 77% 和 25% ~ 27%, 而恒热流壁面的平均努塞尔数分别降低了 9% ~ 22% 和 22% ~ 24%. 随着扰流柱排列间距的减小, 压力损失增加, 而改变扰流柱排列横向间距引起的压力损失的变化要比改变流向间距显著.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 竹节形扰流柱; 对流换热; 压力损失; 数值计算

中图分类号: V211.4

文献标识码: A

A numerical study on the effects of bamboo-shaped pin fin arrays on flow and heat transfer

HUANG Guo-lian, WANG Suo-fang

(College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: The effects of pin fins on the flow and heat transfer of passage was studied via numerical calculation method, and the flow field of bamboo-shaped columns was simulated. The calculated results show that, as compared with circle shaped columns, the pressure loss of rectangular passage with circle bamboo-shaped and elliptic bamboo-shaped columns is 62% ~ 77% and 25% ~ 27%, and the average Nusselt number on the uniform heat flux end wall decreases to 9% ~ 22% and 22% ~ 24%. The pressure loss increases with the reduction of spacing between pin fins, and the variation of the pressure loss induced by changing span-wise pin fins spacing is more obvious than by changing streamwise pin fins spacing.

Key words: aerospace propulsion system; bamboo-shaped pin fin; forced convective heat transfer; pressure loss; numerical calculation

涡轮叶片尾缘主要采用多排扰流柱结构来强化换热. 在这种结构中, 扰流柱排可增强冷气的扰动, 增强端壁的换热, 但同时也带来了很大的流动损失. 为了满足发动机推重比的提高对涡轮叶片的冷却要求, 国内外众多研究人员开始寻求换热效果好、流动阻力低的扰流柱结构. Sparrow 等^[1]、Grannis 等^[2]对钻石形扰流柱, Uzol 等^[3]和

Li^[4]等对椭圆形扰流柱, Chen^[5]等对水滴形扰流柱进行了研究. 这些研究帮助我们建立了一些异形扰流柱流动传热的基本概念. 通过合理地设计扰流元的几何形状, 以获得与常规的扰流元(如圆形)相比更优的综合性能便引起了广泛关注. 基于上述目的, 本文通过数值计算的方法, 提出了一种变截面的竹节形扰流柱, 研究了竹节形扰流柱在

收稿日期: 2006-07-17; 修订日期: 2006-11-21

作者简介: 黄国联(1974), 男, 陕西山阳人, 助理工程师, 硕士, 研究方向: 航空宇航推进理论与工程, E-mail: hgl2005@126.com.

矩形通道内的流动和换热规律, 并将其与圆形扰流柱进行比较分, 以揭示竹节形扰流柱叉排阵列下的压力损失特性和换热特性.

1 数值计算

1.1 计算方法及湍流模型

采用三维时均 Navier Stokes 方程. 湍流模型采用标准 $k-\epsilon$ 湍流模型. 采用 $k-\epsilon$ 模型来求解湍流对流换热问题时, 控制方程包括连续性方程、动量方程、能量方程及 k, ϵ 方程和计算 η 的公式. 在这一方程组中引入了三个系数 (c_1, c_2, c_3) 和三个常数 ($\alpha_k, \alpha_\epsilon, \sigma_r$). 湍流流动受壁面的影响很大, 在离壁面很近的地方, 粘性力将抑制流体切线方向速度的变化, 而且流体运动受壁面阻碍从而抑制了正常的波动. 在对壁面的处理时, 计算中采用了标准壁面函数. FLUENT 中的标准壁面方程组建立在 Launder 和 Spalading 的假设上, 被广泛用于模拟工业上的流动. 有关控制方程、湍流模型及常数的详细描述见文献[6 7].

1.2 扰流柱形状及排列方式

设计了图 1 所示的三种形状的扰流柱(圆柱形、圆柱竹节形、椭圆竹节形), 它们的最大截面面积相同, 最小截面面积是最大截面面积的一半. 椭圆竹节形扰流柱的长短轴之比 $a/b=2$. 由于实际的涡轮叶片尾缘是一种渐缩型的通道, 本文只研究一种高径比($H/D=1.67$)的扰流柱, 扰流柱阵列的排列方式为叉排, 共 6 排. 排列方式有 $S \times L=9\text{ mm} \times 9\text{ mm}, 9\text{ mm} \times 12\text{ mm}, 9\text{ mm} \times 15\text{ mm}, 12\text{ mm} \times 9\text{ mm}, 12\text{ mm} \times 12\text{ mm}, 12\text{ mm} \times 15\text{ mm}$. 这里 S 为扰流柱阵列横向间距, L 为扰流柱扰流柱阵列纵向间距. 扰流柱高度 10 mm.

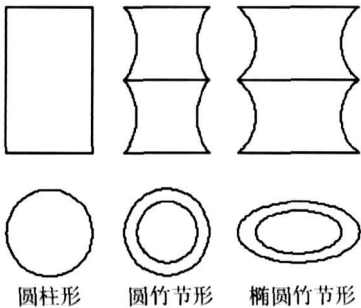


图 1 扰流柱示意图
Fig. 1 Sketch of pin fin

1.3 计算模型及网格生成

为了提高计算效率和降低计算机内存的使用

要求, 扰流柱通道的几何参数和壁面条件都是以中间截面为对称面, 所以取扰流柱通道的一半作为计算对象(图 2). 计算模型也由三部分组成: 发展段 40 mm、试验段 100 mm、恢复段 20 mm. 采用了 Fluent 公司的网格生成软件工具包 Gambit, 生成了装有扰流柱群的矩形通道的网格. 网格由四部分组成: 发展段、恢复段、试验段流体区域和扰流柱. 其中发展段和恢复段的是结构化网格, 用 Hex/wedge/cooper 方式划分, 竹节形扰流柱通道的试验段流体区域和扰流柱的为非结构化网格用 Hex/Hybrid/Tgrid 方式划分, 圆柱形扰流柱通道的试验段流体区域和扰流柱的为非结构化网格. 沿扰流柱壁面, 网格局部加密. 计算域内网格数 57 万左右.

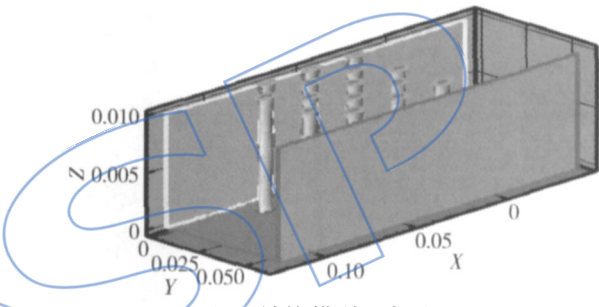


图 2 计算模型示意图
Fig. 2 Numerical calculation model

1.4 计算条件及工况

进口边界: 入口处气流温度采用实验测量的进口温度, 压力为试验时当地大气压, 密度为 1.205 kg/m^3 , 运动粘度为 $0.000\,015\text{ m}^2/\text{s}$, 速度为试验时进口速度, 进口湍流耗散率为 0.02. 下加热壁面 ($Z=0\text{ mm}$) 边界: 速度为无滑移条件, 热边界为恒热流边界条件, 热流密度为 $10\,000\text{ W/m}^2$. 上壁面 ($Z=10\text{ mm}$) 与侧壁面 ($Y=0\text{ mm}$) 边界: 速度为无滑移条件, 热边界为绝热边界条件. 出口边界: 因为是不可压气流, 采用质量出口边界条件, 满足总体流量守恒.

1.5 数值计算方法

采用商用 FLUENT 的分离隐式稳态求解器求解三维时均 Navier Stokes 湍流方程, 速度和压力耦合采用 SIMPLE 算法处理, 各参数的离散均采用二阶精度的迎风格式.

2 结果分析

苏红桢, 刘松龄^[8] 等人通过实验发现在不同 Re 下, 扰流柱排内部的流场分布很相似. 所以本

文只对一种排列间距进行了详细分析.

2.1 端面局部努赛尔数的分布

雷诺数是按照通道入口截面平均速度和入口通道当量直径定义的通道雷诺数 $Re = \rho u d_e / \mu$ 其中 ρ 为流体密度, μ 为动力粘度, u 为入口截面平均速度, d_e 为入口通道当量直径. 给出了雷诺数 $Re = 50\,000$, 不同扰流柱形状在流向间距 $S \times L = 9\text{ mm} \times 12\text{ mm}$ 的情况下端面扰流柱排内 Nu 的等值线分布图. 从图中可以得到扰流柱排内局部 Nu 数的分布规律. 扰流柱排内扰流柱有两个作用: (1) 加强了扰动, 引起来流从有序流动变为由强烈涡流的无序流动; (2) 减小了气体的流通截面积, 增大了流速. 这两个原因使得沿流动方向端壁上的平均换热系数随着 Re 的增大有一个较快的增长过程. 这是因为端面上的高传热区位于扰流柱派遣圆柱点附近和扰流柱排下游的尾迹区. 柱前缘附近由于流体在此滞止形成涡流, 使得前缘换热得到加强, 换热系数较高, 而在尾迹中由于流动分离使得湍流度大幅增加, 从而该区域的换热加强, 局部换热系数增大而强化尾迹区换热区, 但效果不如前缘强.

对于同一扰流柱前缘和尾迹的换热强弱分析: 圆柱形和圆柱竹节形扰流柱得到相同的结论, 即扰流柱前缘较尾迹换热强, 而椭圆竹节形扰流柱的前缘换热不如尾迹强. 我们可以从它们各自的几何外形来解释: 椭圆竹节形由于尾迹具有流线型设计, 降低流动损失的同时也弱化了气流的脱落和扰动; 圆柱形扰流柱和圆柱竹节形扰流柱的尾缘在背风面, 流体基本没有直接流经, 在尾迹区形成的漩涡, 图 3 比较三种扰流柱通道横热流壁面局部 Nu [定义 $Nu = h \cdot D_h / \lambda$, $h = q / (T_{\text{wall}} - T_f)$] 的分布, 圆柱形和圆柱竹节形扰流柱排对下游的影响较远, 而椭圆竹节形扰流柱的 Nu 在下游一个流向间距后基本得到恢复, 这说明圆柱形扰流柱和圆柱竹节形扰流柱对流动的扰动比椭圆竹节形要强. 图 4 显示来流雷诺数 Re 对 Nu 数影响明显, 雷诺数越高, 换热越强. 圆柱竹节形扰流柱和椭圆竹节形扰流柱阵列的恒热流壁面的平均努赛尔数数相对于圆柱形扰流柱而言分别降低了 9% ~ 22% 和 22% ~ 24%.

2.2 不同扰流柱形状对压力系数的影响

图 5 为根据计算所得扰流柱排进出口压差所计算的压损失系数 $C_f = \Delta p / (1/2 \rho u^2)$ 其中 ρ 为流体密度, u 为入口截面平均速度, Δp 为通道进

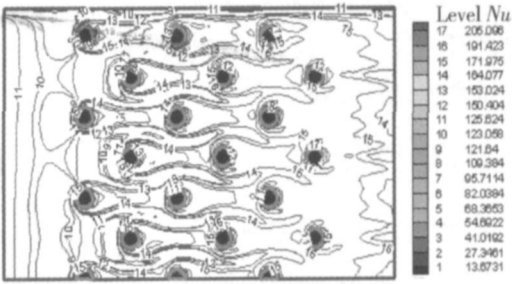


图 3(a) $Re = 50\,000$ 圆柱形扰流柱局部壁面 Nu 数等值线图

Fig. 3(a) $Re = 50\,000$ the isoclines figure of local Nusselt number on endwall of the circle shaped pin fin arrays

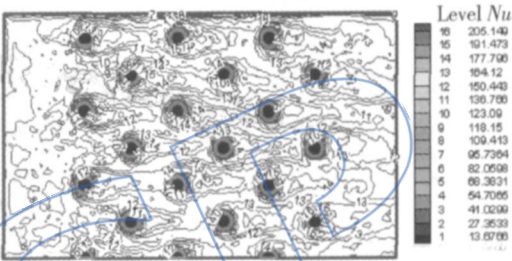


图 3(b) $Re = 50\,000$ 圆柱竹节形扰流柱局部壁面 Nu 数等值线图

Fig. 3(b) $Re = 50\,000$ the isocline figure of local Nusselt number on endwall of the circle bamboo shaped pin fin arrays

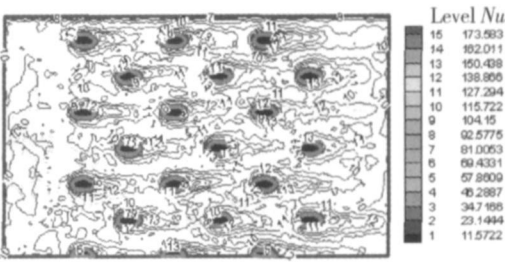


图 3(c) $Re = 50\,000$ 椭圆竹节形扰流柱局部壁面 Nu 数等值线图

Fig. 3(c) $Re = 50\,000$ the isoclines figure of local Nusselt number on endwall of the elliptic bamboo shaped pin fin arrays

出口的静压差, 随雷诺数 Re 变化的分布图. 可以看出: (1) 扰流柱排的压力损失系数随雷诺数的增加而减小, 但在较高雷诺数时, 减小的幅度有所下降, 可以看出, 当 $Re = 50\,000$ 时, 压力损失系数随雷诺数的变化亦很小. (2) 计算结果表明: 装有圆柱竹节形扰流柱和椭圆竹节形扰流柱阵列矩形通道的压力损失系数分别为圆柱形扰流柱的 62% ~ 77% 和 25% ~ 27%. 这种差别是由于气体

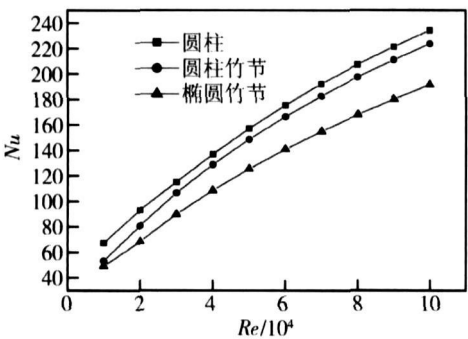


图 4 圆柱、圆柱竹节、椭圆竹节扰流柱端面局部壁面 Nu 随 Re 的变化

Fig. 4 Change trend of Nusselt number on endwall with different Reynolds numbers of circle shaped, circle bamboo shaped, elliptic bamboo shaped pin fin arrays

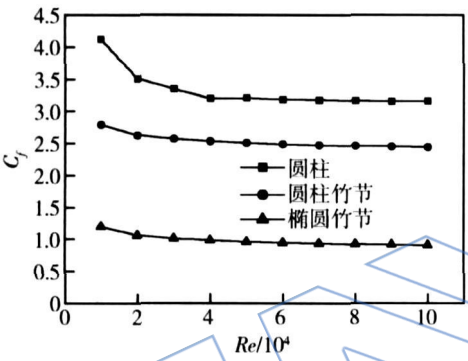


图 5 圆柱、圆柱竹节、椭圆竹节扰流柱压力损失系数 C_f 随 Re 的变化

Fig. 5 Change trend of pressure loss number with different Reynolds numbers of circle shaped, circle bamboo shaped, elliptic bamboo shaped pin fin arrays

的流通截面不同造成的. 从流动的观点来解释, 圆柱形扰流柱所承受的迎风面最大, 圆柱竹节形扰流柱次之, 椭圆竹节形扰流柱最小, 这在一定程度上迎风面大相当于一定程度上阻止了气流的流动, 与增大扰流柱直径有类似的效果. 朱惠人^[9]在研究圆形和圆锥形扰流柱直径影响时得到的结论对相同形状的扰流柱随着直径的增大各处的压力损失也增大. 迎风面的增大是流通面积缩小因而造成三种形状的扰流柱压力损失差别很大. 对于竹节形扰流柱的流线形设计, 相当于缩放的管路的通道, 在垂直于主流方向的局部(竹节处)产生二次流, 增加了流体的湍流程度, 竹节形扰流柱的通道内流体流动的分离以及流动的弯曲, 都引起湍流度的增加, 尤其引起近壁区域流体湍流度的增强. 竹节形扰流柱通道在一定距离处湍流强

度沿程周期性变化, 近壁处流体为粘性流体, 湍流强度很低. 在扰流柱壁面附近由于尾迹区回流的影响, 湍流强度不断增强.

2.3 换热强度与压力损失系数的关系

图 6 给出了三种不同形状扰流柱排内壁面局部换热系数 Nu 与压力损失系数 C_f 的比值随雷诺数的变化情况. 可以看出, 雷诺数对该比值影响较大, 随雷诺数的增大壁面局部换热系数 Nu 和压力损失系数的比呈下降趋势, 即阻力的下降要比换热下降的快的多. 在直径相同时椭圆形扰流柱的比值远小于圆柱形和圆柱竹节形扰流柱. 椭圆竹节形扰流柱的比值 $f = C_f / Nu$ 是圆柱形扰流柱的 33% ~ 35%, 圆柱竹节形扰流柱的 76% ~ 80%. 这意味着在相同阻力情况下, 椭圆竹节形扰流柱换热要比圆柱形扰流柱高 65% ~ 67%, 圆柱竹节形扰流柱的换热要比圆柱形扰流柱高 33% ~ 35%.

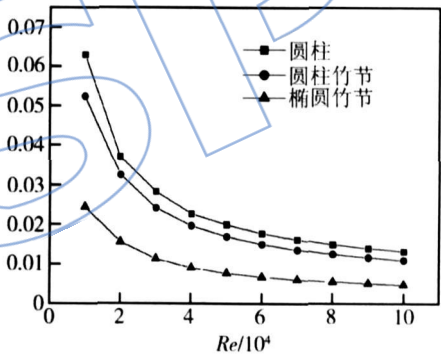


图 6 圆柱、圆柱竹节、椭圆竹节扰流柱的特殊压力损失系数 f 随 Re 的变化

Fig. 6 Change trend of special pressure loss number with different Reynolds numbers of circle shaped, circle bamboo shaped, elliptic bamboo shaped pin fin arrays

前面已指出, 流通截面积的大小和流通速度是决定扰流柱排内主力大小的主要因素. 另一方面, 换热面积的大小和流通速度是决定扰流柱排内换热强弱的主要因素, 椭圆竹节形扰流柱恰好具有较大的换热面积及较大的流通面积, 因此其换热流阻特性要比圆柱形和圆柱竹节型扰流柱排好.

3 扰流柱的排列对流动和换热的影响

图 7, 图 8 为椭圆竹节形扰流柱在不同的排列间距下, 在 Re 从 10 000 到 100 000 的变化范围

内, 扰流柱通道平均压力损失系数的变化情况. 可以看出: 在疏密不同的扰流柱排列中, 压力损失系数 C_f 随着 Re 的增加而显著降低. 可见, 在扰流柱排列中, 扰流柱排列的间距对抗流柱排的压力损失有着明显的影响, 不论是横向间距 S 还是纵向间距 L , 随着间距的变小, 扰流柱排列的压力损失都有着不同程度的加强, 但由以上数据显示, 改变横向间距 S 引起的扰流柱排列的通道压力损失的改变要比改变流向间距 L 更为显著.

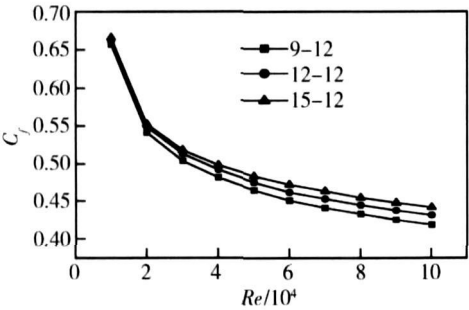


图 7 横向间距对阻力的影响

Fig. 7 Effect of pressure loss on transverse spacing

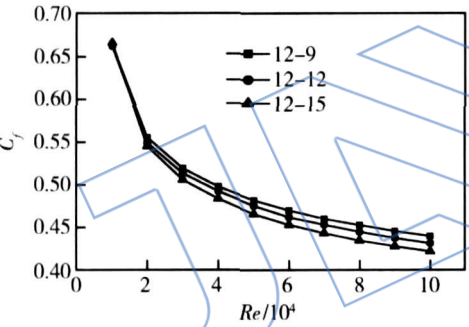


图 8 纵向间距对阻力的影响

Fig. 8 Effect of pressure loss on streamwise spacing

从图 9, 图 10 可以看出椭圆竹节形扰流柱通道的端面局部 Nu 数随 Re 的升高而升高. 当纵向间距不变而横向间距增大时换热有所增强, 而当横向间距不变纵向间距增大时换热逐渐减小. 以

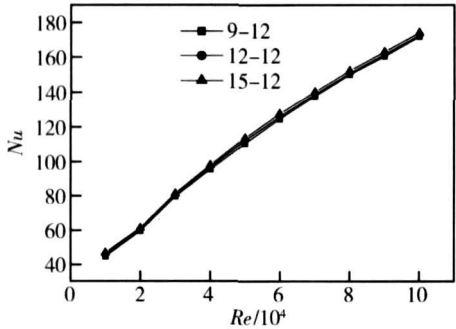


图 9 横向间距对换热的影响

Fig. 9 Effect of heat transfer on transverse spacing

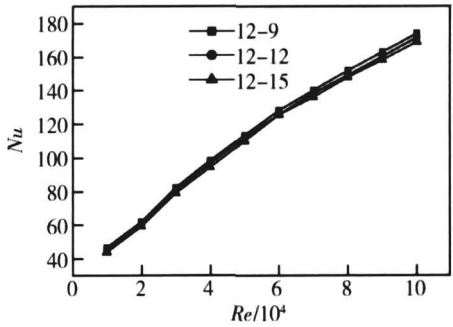


图 10 纵向间距对换热的影响

Fig. 10 Effect of heat transfer on transverse spacing

上比较可见, 设置竹节形扰流柱通道的换热和低阻性能均优于圆柱形扰流柱的相应通道, 在冷却通道内用竹节形扰流柱取代圆柱形扰流柱, 可以进一步强化冷却效果和降低能耗.

4 结 论

(1) 圆柱形扰流柱排和圆柱竹节形扰流柱排的换热强化系数随雷诺数的增长速度要比椭圆竹节形扰流柱排稍快, 而且达到的最大值也大. 椭圆竹节形扰流柱的强化换热系数较其它两种扰流柱要小.

(2) 扰流注排的压力损失系数随着来流雷诺数的增加而减小. 在相同条件下, 椭圆竹节形的压力损失系数小于圆柱竹节形扰流柱和圆柱形扰流柱的压力损失系数.

(3) 三种形状的扰流柱排内, 椭圆竹节形扰流柱的综合性能比较好, 有利于增强换热或减小流阻.

(4) 扰流柱的排列间距的加密, 其换热能力增强, 同时压力损失亦得到了增加, 但横向间距对抗流柱排列的压力损失影响比流向间距的影响更为明显.

参考文献:

[1] Sparrow E M, Grannis V B. Pressure drop characteristics of heat exchangers consisting of arrays of diamond-shaped pin fins[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1991, 34(3): 589-600.

[2] Grannis V B, Sparrow E M. Numerical simulation of fluid flow through an array of diamond-shaped pin fin[J]. Numerical Heat Transfer, 1991, 19(3): 381-403.

[3] Uzol Q, Camci C. Elliptical pin fins as an alternative to circular pin fins for gas turbine blade cooling applications Part I: Endwall heat transfer and total pressure loss characteristics[R]. ASME Paper 2001-GT-0180, 2001.

[4] Q Li, Heat transfer and pressure drop characteristics in rec

tangular channels with elliptic pin fins[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 1998, 19(3): 245-250.

[5] Chen Z, Li Q, Meierand D, et al. Convective heat transfer and pressure loss in rectangular ducts with drop shaped pin fins[J]. Heat and Mass transfer, 1997, 33(2): 219-224.

[6] 韩占忠, 王敬, 兰小平. FLUENT 流体工程仿真计算实测与应用[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2004.

[7] 陶文铨. 数值传热学[M]. 2 版. 西安: 西安交通大学出版社, 2002.

TAO Wenshuan. Numerical Heat Transfer[M]. sec ed. . Xi'an: Xi'an Jiaotong University press, 2002.

[8] 苏红楨, 刘松龄. 扰流柱排内部流场的实验研究. 航空动力学报[J]. 1997, 12(2): 175-179.

SU Hongzhen, LIU Songling. Experimental study on pin fin array flow field[J]. Journal of Aerospace Power, 1997, 12(2): 175-179.

[9] 朱惠人, 许都纯. 不同直径及形状的短扰流柱群的流阻及换热[J]. 航空动力学报, 2002, 17(2): 246-249.

ZHU Huiren, XU Duchun. Heat transfer and pressure drop of short pin fin array with different diameter and shape[J]. Journal of Aerospace Power 2002, 17(2): 246-249.

