

非等直径柱肋阵列的冷却特性

白万栋, 梁 栋, 陈 伟, CHYU Minking
(四川大学 空天科学与工程学院, 成都 610065)

摘 要: 为优化柱肋阵列冷却效果,通过缩小柱肋阵列中局部柱肋直径得到 3 种非等直径柱肋阵列通道。采用瞬态液晶测试技术和数值模拟方法研究了其传热和流阻特性。结果表明:保持奇数排柱肋直径的大小,仅减小偶数排的直径,能在传热减弱不多的情况下,使通道的流动阻力大幅降低。适当调整奇/偶数排柱肋的直径,雷诺数为 10000~50000,奇偶数排柱肋直径比为 1.4 的非等直径柱肋阵列通道,其平均传热系数仅减小了约 6%,而阻力系数则减小了约 21%。

关 键 词: 涡轮叶片; 内部冷却; 柱肋阵列; 强化传热; 流阻优化

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Cooling characteristics of pin-fin arrays with non-uniform diameters

BAI Wandong, LIANG Dong, CHEN Wei, CHYU Minking

(School of Aeronautics and Astronautics, Sichuan University, Chengdu 610065, China)

Abstract: Three pin-fin array with non-uniform diameters were considered for the purpose of cooling characteristics optimization. Combined method of transient liquid crystal technique test and numerical simulation was employed to investigate their heat transfer and pressure drop characteristics. The results showed that low pressure drop can be achieved when downsizing several rows of pin-fin diameters with a small cost of heat transfer loss. Within the Reynolds number from 10000 to 50000, the pin-fin array with 1.4-folds diameters ratio between odd and even rows caused just 6% decrease on average heat transfer factor, however, its friction factor declined as large as 21%.

Key words: turbine blade; internal cooling; pin-fin array; heat transfer enhancement; flow resistance optimization

符号表

A	面积	α	空气热扩散系数
t	时间	h	表面传热系数
B	阻塞比	λ	空气导热系数
ρ	空气密度	H	柱肋或通道高度
D	柱肋直径	τ	时间步长
μ	空气动力黏度	Pr	普朗特数
D_h	水力直径	Re	雷诺数

收稿日期: 2020-06-29

基金项目: 国家自然科学基金(51876132); 中央高校基本科研业务费专项(YJ201761)

作者简介: 白万栋(1992—),男,博士生,研究方向为航空航天热端部件传热冷却。

通信作者: 陈伟(1984—),男,副教授,博士,研究方向为叶轮机械气动热力学。E-mail:chenwei2017@scu.edu.cn

引用格式: 白万栋,梁栋,陈伟,等. 非等直径柱肋阵列的冷却特性[J]. 航空动力学报,2021,36(3):626-633. BAI Wandong, LIANG Dong, CHEN Wei, et al. Cooling characteristics of pin-fin arrays with non-uniform diameters[J]. Journal of Aerospace Power, 2021, 36(3): 626-633.

S	柱肋间距	下标	
v	空气流速	i	初始条件
T	温度	j	时间步长
		w	壁面

涡轮叶片尾缘冷却是航空发动机热防护中的关键技术之一。柱肋结构广泛应用于叶片尾缘的内部冷却,强化传热的同时加强了叶片整体结构强度^[1]。国内外关于叶片尾缘柱肋阵列冷却的研究主要围绕高度比(H/D)、间距直径比(S/D)、排列方式、形状、雷诺数(Re)和热边界条件等因素展开^[2-6]。

根据前人研究成果,柱肋阵列的传热和压损与 Re 的指数成正比,并且传热和压损也通常呈正相关关系^[7]。其中 S/D 和排列方式对柱肋单元间的扰流影响很大,通常交错排列的阵列和具有较小间距的阵列其流体涡系间的相互作用更强烈,因此具有较强的传热能力;然而,其压损也随阻塞效应的增大而增大。柱肋形状对于改善流线具有重要作用^[8]。通常具有棱角特征的柱肋能利用边角诱导产生更强的湍流,因而产生更强的传热,但同时也伴随着更大的流动阻力;而具有流线气动特征的柱肋则能以较小的换热损失实现流阻的大幅降低流,因此有利于综合传热效率的提高^[9]。

从工程应用角度出发,形状复杂的柱肋结构难以通过现有工艺加工得到,而过小的柱肋间距可能会引起冷却不足,叶片结构强度减弱。因此对柱肋直径进行优化设计更有实际意义。通常应用于叶片尾缘的柱肋为短柱肋, H/D 范围为 $0.5\sim4.0$ 。Park、Chyu、陈伟等研究了 H/D 对柱肋阵列流动和传热特性的影响^[10-12]。研究表明:传热和流阻均随 H/D 的增大而增大,且流阻增大的速率比传热快。不同 H/D 的阵列传热系数最大值出现的位置也不同, H/D 较大的阵列中,平均传热峰值在上游提前出现。

过去的研究多是整体改变柱肋直径,本文试图通过调节圆形柱肋阵列中局部柱肋的直径,在整体传热水平和流动损失上取得平衡,达到优化传热效率的目的。改变局部柱肋还在保证叶片结构强度的同时减小了叶片质量。

1 研究对象及方法

1.1 研究对象

非等直径柱肋阵列描述为阵列中局部柱肋的

直径不相等但整体呈周期性排列。测试实验件为 $580\text{ mm}\times80\text{ mm}\times20\text{ mm}$ 的矩形通道,如图 1 所示,通道中布置 9 排柱肋,固定奇数排柱肋的直径 $D_1=8.00\text{ mm}(H/D_1=2.5)$,减小偶数排柱肋的直径 $D_2=8.00\sim5.00\text{ mm}(H/D_2=1.0\sim1.6)$ 。具体几何参数大小列于表 1。测试件用透明有机玻璃加工而成,壁厚为 10.00 mm 。该材料具有较小导热系数($0.19\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$)和热扩散系数($1.08\times10^{-7}\text{ m}^2/\text{s}$),但毕渥数较大($Bi>10$),满足瞬态液晶实验要求。

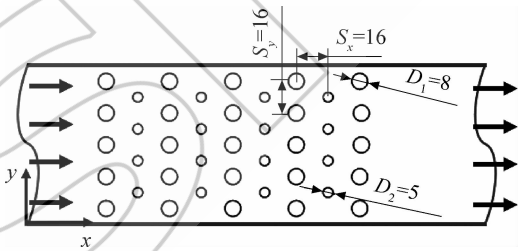


图 1 测试通道模型尺寸示意图(单位:mm)
Fig.1 Schematic diagram of test model (unit: mm)

表 1 测试通道尺寸列表
Table 1 Geometric dimension of test models

序号	非等直径柱肋尺寸	固定尺寸
1	$D_2=8.00\text{ mm}, D_1/D_2=1.0$	$H=20.00\text{ mm}$
2	$D_2=6.67\text{ mm}, D_1/D_2=1.2$	$D_1=8.00\text{ mm}$
3	$D_2=5.71\text{ mm}, D_1/D_2=1.4$	$S_x/D_1=2$
4	$D_2=5.00\text{ mm}, D_1/D_2=1.6$	$S_y/D_1=2$

1.2 实验方法

本文传热系数的测量采用瞬态液晶测试方法^[12]。该方法的原理为第 3 类边界条件下半无限大平板的一维非稳态导热模型,借助杜哈梅尔叠加方法,测试段壁面温度分布 T_w 可由方程(1)描述:

$$\sum_{j=1}^N \left\{ 1 - \exp\left[\frac{H^2 \alpha (t - \tau_j)}{\lambda^2} \right] \operatorname{erfc}\left[\frac{h \sqrt{\alpha (t - \tau_j)}}{\lambda} \right] \right\} =$$
$$\frac{T_w - T_i}{\Delta T_{f(j,j-1)}} \quad (1)$$

式中 T_w 随时间的变化通过已标定液晶的图像处理技术获得;随时间变化的主流参考温度 T_i 通过

测量柱肋阵列进、出口通道中心处温度并作线性插值获得;初始温度 T_i 用热电偶测得。

阻力系数 f 用圆管的范宁公式(式(2))求得。其中直径用 D_h 代替,阻力损失用柱肋进出口压差 Δp 代替, l 为两个压力测点之间的距离。 Δp 通过 U 形压差计进行测量,压差计内液柱为罗丹明 B 溶液,溶液密度为 0.9988 g/mL。带颜色的液柱便于观察和度数)。

$$f = \frac{2\Delta p}{\rho v^2} \cdot \frac{D_h}{l}$$

(2)

实验装置示意图如图 2 所示,由一台 22 kW 的空气压缩机为实验提供冷气流,流量大小利用调节阀开度进行控制。加热器采用瑞士莱丹热风器(LEISTER LE 5000 DF),温度大小通过电源电压调节。数据采集器和 K 型热电偶实时收集温度数据,图像数据由摄像机同步捕捉。测试段前,连接 1 段长 0.5 m 的稳流段保证进入实验件的气流得到充分发展。测试开始前先将空气通向旁路,调节截止阀和加热器电压待旁路空气流量和温度达到并稳定在实验条件后,将电磁三通阀开关瞬间转向实验件方向,并开始测试。实验中完成一次测试的最长液晶变色时间约为 60 s,满足 Vogle 等^[13]提出的半无限大平板一维导热模型的时间条件限制。本文使用的液晶为窄带液晶,其带宽为 1 K,红色起始温度为 308.35 K。实验件被测表面先后均喷涂液晶和黑漆薄膜。液晶的标定实验单独完成。

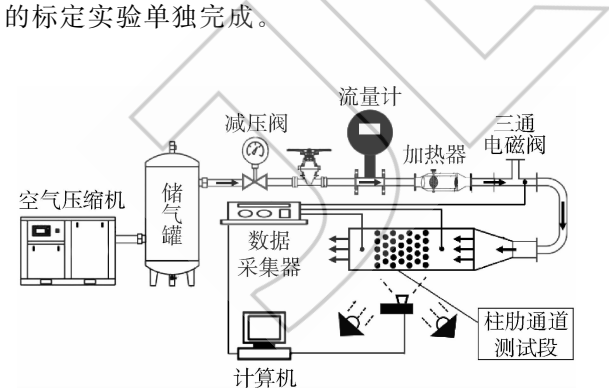


图 2 实验装置示意图

Fig. 2 Schematic diagram of test system

1.3 数值方法

本文数值模为有限体积法,采用 ANSYS CFX 求解器和 shear stress transfer(SST) $k-\omega$ 湍流模型在稳态条件下求解雷诺平均的 Navier-Stokes 方程。计算流体域生成四面体非结构网格。如图 3 所示,柱肋附近网格作加密处理,近壁面区域生成棱柱形边界层网格,以确保准确捕捉

边界层内的流动和传热细节。无量纲参数 y^+ 约为 1,符合 SST $k-\omega$ 湍流模型的要求。

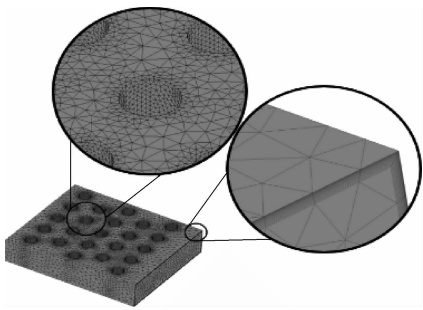


图 3 计算域网格划分($D_1/D_2=1.0$)

Fig. 3 Gereneration of mesh of computational domain ($D_1/D_2=1.0$)

流体工质为不可压缩理想气体,密度和比热容设定为 273.15 K 温度下的常数,导热系数和动力黏度通过萨瑟兰公式给定。边界入口设定 5% 湍流强度的等温匀速条件(温度为 273.15 K,速度随 Re 变化);出口设定为压力出口;柱肋和端壁表面设定为无滑移等壁温条件(温度为 318.15 K);入口段、出口段及侧壁面设定为无滑移绝热壁面。

网格无关性结果见表 2,当网格数达到 3.87×10^6 时,柱肋和端壁表面平均努塞尔数 Nu 与通道进出口压差 Δp 的相对偏差分别为 0.29% 和 0.23%。表明继续增加网格数量,传热和压损的变化已经很小, 3.87×10^6 网格数能够满足计算要求。数值方法的实验验证结果如图 4 所示,随着 D_1/D_2 比值从 1.0 增加至 1.6,实验测试和数值模拟的 Nu 较为接近且呈缓慢降低趋势。图中偏差主要由 Re 不一致导致引起。数值结果 Re 为 20500,而实验结果 Re 为 18970~20000。

表 2 网格无关性验证($D_1/D_2=1.0, Re=20000$)

Table 2 Mesh independence verification ($D_1/D_2=1.0, Re=20000$)

网格数/ 10^6	Nu 相对偏差/%	Δp 相对偏差/%
1.53	2.31	4.37
2.31	0.56	4.21
3.26	0.01	2.86
3.87	(0.29)	(0.23)
4.91	0.28	0.23

1.4 参数与不确定性分析

本文雷诺数 Re 定义为

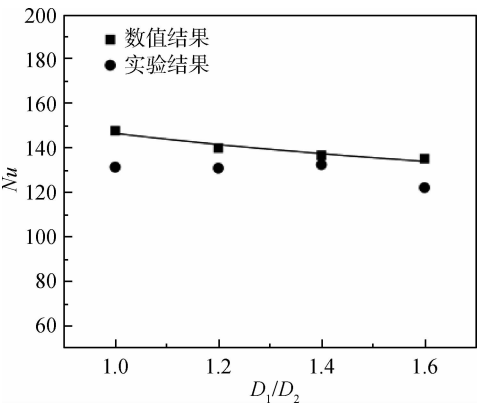


图 4 数值方法的实验验证

Fig. 4 Numerical model validation by comparing with the test results

$$Re = \frac{\rho v}{\mu} \cdot D_h \quad (3)$$

式中速度 v 为测试段入口空气流速, D_h 为通道水力直径。实验中 $Re=10\,000\sim50\,000$ 。

平均努塞尔数 Nu 定义为

$$Nu = \frac{hD_h}{\lambda} = \frac{\sum (Nu_w A_w)}{\sum A_w} \quad (4)$$

为定量对比各通道强化传热和流动损失水平,引入计算流动充分发展的光滑圆管传热系数 (Nu_0)和阻力系数 (f_0)的 Dittus-Boelter 准则式和 Blasius 准则式:

$$Nu_0 = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.3} \quad (5)$$

$$f_0 = 0.316Re^{-0.25} \quad (6)$$

实验随机误差主要由各测量参数引入。平均速度误差由流量计精度决定,为 1%;主流参考温度和初始温度的误差由热电偶产生,最大误差为 $\pm 0.75\text{ K}$;液晶标定误差为 $\pm 0.1\text{ K}$;压差测量误差由 U 型压差计读数引起,为 $\pm 0.1\text{ mm}$;尺寸测量误差为 $\pm 0.1\text{ mm}$;采用 Kline 和 McClintock^[14]提出的方法进行误差分析, Re 、 Nu 和 f 的误差分别为约 $\pm 1\%$ 、 $\pm 2\%$ 和 $\pm 6\%$ 。

2 结果与讨论

2.1 传热特性

图 5 给出了 4 种柱肋阵列中端壁的传热系数分布 ($Re=20\,000$)。图中在柱肋前端、柱肋与柱肋间隙区域形成了高传热系数区,而在柱肋背后形成了低传热区。

图 5 的 Nu 分布与流场特征密切相关。如图 6 所示,气流冲击柱肋前端下洗形成强盛的前缘涡旋;被柱肋“劈开”的流体在主流的驱动下沿圆

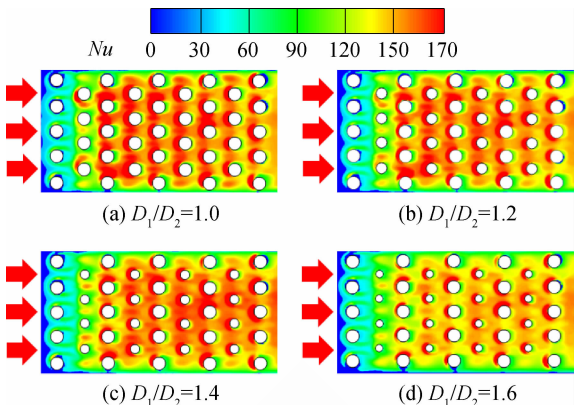


图 5 不同 D_1/D_2 下柱肋阵列端壁 Nu 分布 ($Re=20\,000$)

Fig. 5 Nu distributions of each pin-fin array endwalls with different D_1/D_2 values ($Re=20\,000$)

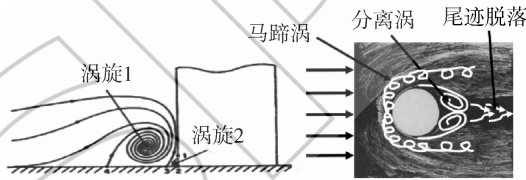


图 6 柱肋流场结构示意图^[15]

Fig. 6 Flow behavior in pin-fin arrays^[15]

柱表面下游移动,受端壁剪切作用在柱肋底脚处形成 U 形马蹄涡流。前缘涡和马蹄涡的存在加强了流体与固体壁面的相互作用,减薄了当地热边界层,增强了传热能力。而柱肋间的高传热区域,一方面是由于流道变窄而产生的气流加速导致的;另一方面是由于涡旋从脱落形成的尾迹在下游增强了流体的掺混和热量传递。在柱肋背后,气流从柱肋表面分离,在逆压梯度作用下形成分离涡,导致柱肋背后流体速度很低,所以成为低传热区域。

图 7 为柱肋端壁上每排 Nu 沿流向的变化。图中各通道 Nu 沿流向均呈现先增大后缓慢减小的趋势。由于入口湍流水平较低,所以入口处传热系数较小;到第 3、4 排传热达到最大水平;从第 3 排柱肋开始,下游区域充分发展的流体被周期性排布的柱肋所控制,流体通过热量传递自身传热潜能有所下降,因此其传热能力逐渐减弱。匹兹堡大学邱民京教授团队对柱肋阵列的流动传热开展果过系统研究^[16],本文 Nu 分布规律与文献^[16]中的结果一致,文献中的 Nu 整体稍偏低主要是由雷诺数差异引起的。

图 8 给出了 4 种不同直径比的柱肋阵列的整体平均传热。图中定量对比结果显示,在 $Re=10\,000\sim50\,000$ 范围内,整体平均传热系数随非等

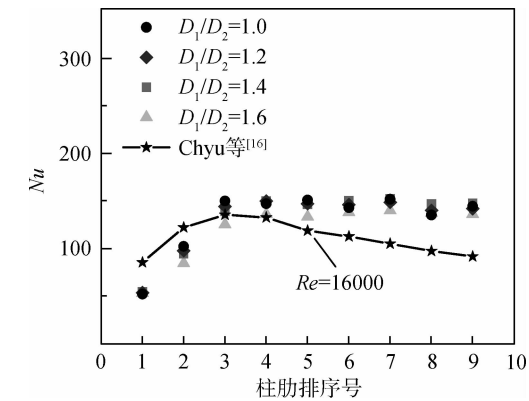


图 7 柱肋端壁 Nu 沿流向的变化($Re=20\,000$)
Fig. 7 Streamwise variation of the Nu of pin-fin array endwall ($Re=20\,000$)

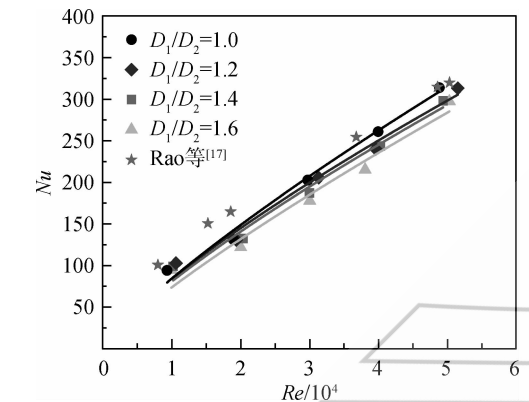


图 8 各柱肋阵列通道的端壁整体 Nu 对比
Fig. 8 Comparisons of overall Nu between each pin-fin array endwalls

直径柱肋直径比的增大而减小,但各阵列之间的传热大小差距较小。一般而言,直径越大的柱肋结构对气流的扰动越强,因此具有更强的传热能力。文献[17]的实验结果与本文结果一致,两者的差别主要是由几何尺寸和热边界条件造成的。文献[17]中柱肋阵列的几何尺寸为: $H/D=1.0$, $S_x/D=S_y/D=2.5$,而本文几何尺寸为: $H/D=2.5$, $S_x/D=S_y/D=2.0$;文献中是等热流密度稳态条件,而本文中是等壁温瞬态条件,所以 Nu 存在一定差异。

4 种柱肋阵列的奇/偶数排柱肋直径比 D_1/D_2 从 1.0 到 1.6,偶数排柱肋直径分别缩小了 16.6%、26.6% 和 37.5%。对应阵列的整体传热水平也呈减弱趋势,但是差异不大。偶数排柱肋直径比 $D_1/D_2=1.6$ 的通道的传热比 $D_1/D_2=1.0$ 的平均低约 11%,而 $D_1/D_2=1.4$ 和 $D_1/D_2=1.2$ 的柱肋通道只比 $D_1/D_2=1.0$ 的分别平

均低约 6% 和 3%。图 9 为近端壁 0.5 mm 处平面内流体湍动能(k)分布。图中偶数排柱肋直径更大的通道($D_1/D_2=1.0$)中,近壁面具有更强的湍流混合强度,因而具有更强传热表现。随着 D_1/D_2 比值增大,通道近壁面湍动能呈小幅减小,传热也随之减小。

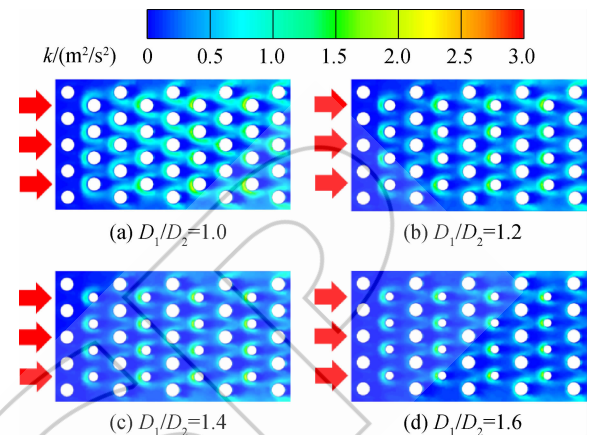


图 9 柱肋阵列近端壁 0.5 mm 处湍动能分布
(数值结果, $Re=20\,000$)
Fig. 9 Turbulence kinetic energy distributions in a plane close to the pin-fin array endwalls with distance of 0.5 mm (numerical results, $Re=20\,000$)

图 10 为通道第 7 排柱肋处(流动充分发展)垂直于流向截面的速度分布。图中,由于 $D_1/D_2=1.6$ 的柱肋阵列中的第 6 排柱肋直径较小(对气流的阻塞作用也相对较小),所以下游第 7 排柱肋之间区域速度更大。因此,较大动量的流体产生的强化传热一定程度上弥补了由于湍流混合水平降低而造成的传热损失。另外,柱肋直径的减小增加了底脚处端壁的流体润湿面积,传热面积的增加也一定程度上弥补了湍动能减低而造成的传热损失。

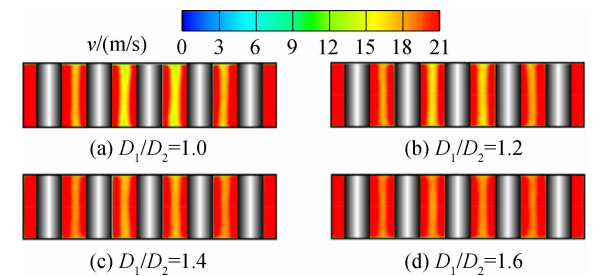


图 10 第 7 排柱肋通道横截面的速度分布
(数值结果, $Re=20\,000$)
Fig. 10 Velocity distributions in the cross-section located at No. 7 row of pin-fin (numerical results, $Re=20\,000$)

图 11 给出了柱肋阵列通道 Nu 相比于光滑圆管传热经验公式值 Nu_0 的相对传热增量 $(Nu - Nu_0)/Nu_0$ 随 D_1/D_2 的变化。 $(Nu - Nu_0)/Nu_0$ 反应了柱肋通道的传热增量的相对大小。图中,当 D_1/D_2 比值从 1.0 增大到 1.4,相对传热增量呈缓慢减小趋势;然而,当 D_1/D_2 比值继续增大,相对传热开始大幅减小。说明,缩小局部柱肋的直径,非等直径柱肋阵列的平均传热水平存在一个由缓慢降低变为大幅降低趋势的拐点;由于直径过小而导致的传热损失在拐点前可以接受,在拐点后则不能接受。

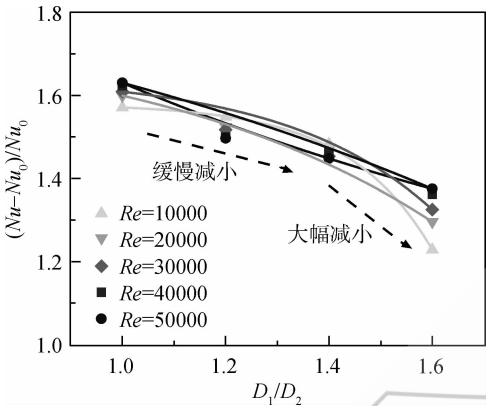


图 11 不同直径比的柱肋阵列的传热相对增量对比
Fig. 11 Comparisons of the heat transfer increment between each pin-fin arrays with different D_1/D_2 values

2.2 压损特性

在柱肋通道中,柱肋对气流具有阻塞作用,不难理解,直径越大阻塞越明显,气流通过柱肋区需要损失更多自身的动能。为了分析阻塞效应,引入通道阻塞比 B 。

$$B = \frac{A_p}{A_c} \tag{7}$$

式中 A_p 为柱肋垂直流向的正投影面积, A_c 为通道垂直流向的横截面积。4 种非等直径柱肋阵列: $D_1/D_2 = 1.0, 1.2, 1.4, 1.6$, 由于偶数排柱肋直径不相等,导致通道 B 值分别为 0.90、0.83、0.79、0.75。 B 值越大,通道中气流越“难以通过”,所以造成流动阻力也较大。

图 12 给出了各通道柱肋阵列的阻力系数对比结果。图中各通道 f 随 Re 的增大而减小; $D_1/D_2 = 1.0, B = 9.0$ 的通道具有最大的流阻。其他通道的流阻随 D_1/D_2 的增大而减小(或随 B 的减小而减小)。 $D_1/D_2 = 1.2, 1.4, 1.6$ 的通道

的阻力系数比 $D_1/D_2 = 1.0$ 的通道平均分别低约 9%、21% 和 26%。这是由于柱肋诱导产生的圆柱扰流分离涡能卷吸主流能量,并通过流体微团之间的摩擦作用将其消耗。

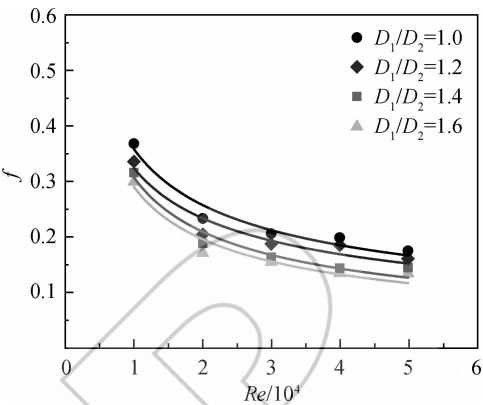


图 12 各柱肋阵列通道的阻力系数对比
Fig. 12 Comparisons of friction factor between each pin-fin arrays

图 13 为近端壁 0.5 mm 平面内流场流线图,图中 $D_1/D_2 = 1.0$ 通道的偶数排柱肋的直径最大,形成的分离涡最大,其阻力系数亦最大。随着

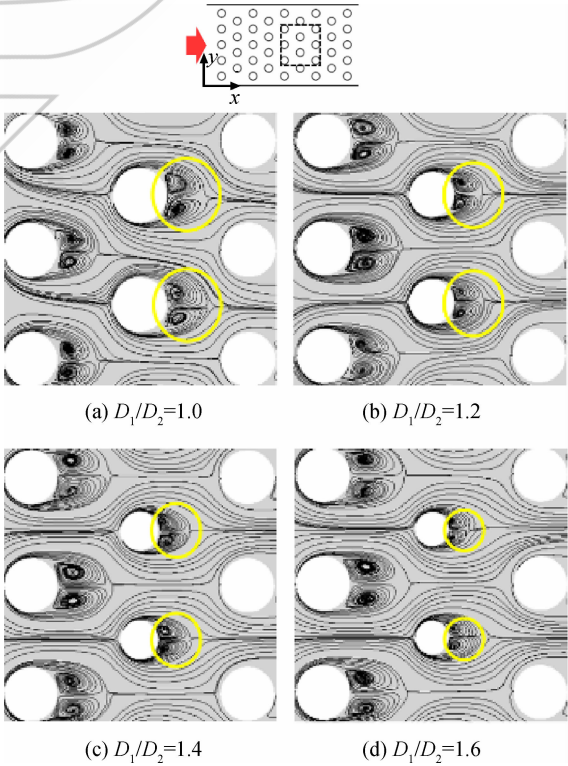


图 13 柱肋阵列近端壁 0.5 mm 处流线图
(数值结果, $Re = 20000$)

Fig. 13 Streamlines in a plane close to the pin-fin arrays endwalls with distance of 0.5 mm (numerical results, $Re = 20000$)

D_1/D_2 比值增大,分离涡的规模依次减小,其阻力系数亦依次减小。

图 14 为柱肋阵列通道阻力系数相比于光滑圆管传热经验公式值 f_0 的相对增量 $(f-f_0)/f_0$ 随 D_1/D_2 的变化。该值代表柱肋所引起的流阻增量的大小。图中流阻相对增量总体趋势随 D_1/D_2 的增大(或 B 的减小)而减小,但减小幅度在 $D_1/D_2=1.4$ 前后有所不同。从 $D_1/D_2=1.0$ 到 $D_1/D_2=1.4$ 阻力系数相对增量的减小幅度明显大于 $D_1/D_2=1.4$ 到 $D_1/D_2=1.6$ 。由此可见, D_1/D_2 增大至 1.4 时(阻塞比 B 减小至 0.79),继续增大 D_1/D_2 对阻力系数的影响已经不大了。因此,合理减小偶数排柱肋的直径能大幅减小通道的流动阻力。

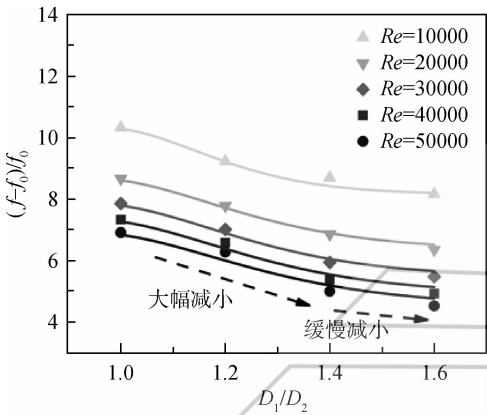


图 14 不同 D_1/D_2 柱肋阵列通道的阻力系数相对增量对比

Fig. 14 Comparisons of relative increment of friction factor between each pin-fin array channels with different D_1/D_2

2.3 综合传热效率对比

为了综合评价非等直径柱肋阵列的传热效率,按照 Gee 和 Webb^[18] 建议引入传热效率评估因子 η

$$\eta = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}} \quad (8)$$

图 15 给出了 $Re=10\,000\sim50\,000$ 内 4 个非等直径柱肋阵列综合传热效率。

图 15 中,低雷诺数条件时, D_1/D_2 较小(偶数排柱肋直径较大)的阵列具有更大的综合传热效率;高雷诺数条件时, D_1/D_2 较大(偶数排柱肋直径较小)的阵列具有更大的综合传热效率; $D_1/D_2=1.4$ 的柱肋阵列在所有雷诺数条件下,综合传热效率都略优于其他阵列。

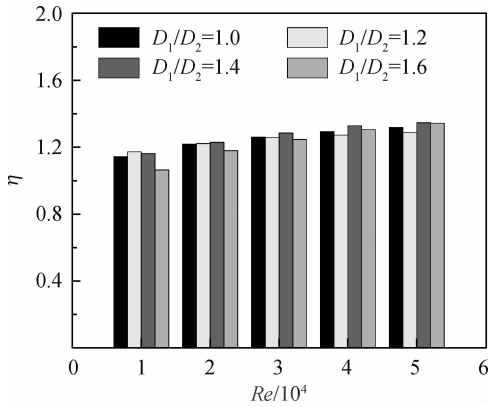


图 15 各柱肋阵列综合传热效率对比

Fig. 15 Comparisons of heat transfer efficiency between each pin-fin arrays

如图 16, $D_1/D_2=1.4$ 时,图中传热系数曲线和阻力系数曲线的间距最大。这意味着, $D_1/D_2=1.4$ 的柱肋阵列损失了较小的传热,换得通道流阻的大幅降低,因此具有较好的综合传热表现。而 $D_1/D_2>1.4$ 和 $D_1/D_2<1.4$ 的柱肋阵列或传热太弱或流阻太大,都不满足最优方案。此外, $D_1/D_2=1.4$ 的柱肋阵列因偶数排柱肋直径缩小而具有更轻的质量,同时整体结构强度也得到了保证。因此, $D_1/D_2=1.4$ 的柱肋阵列具有一定的工程应用价值。

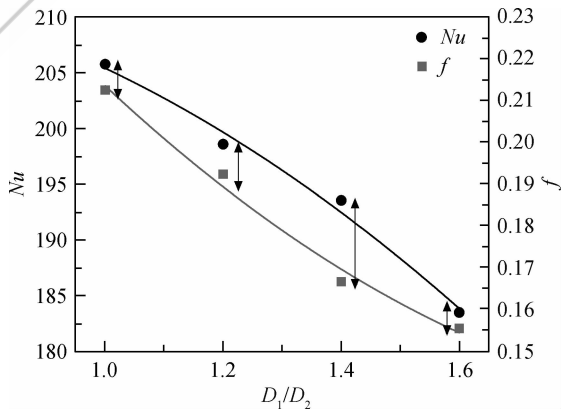


图 16 不同 D_1/D_2 时非等直径柱肋阵列的 Nu 和 f 对比($Re=30\,000$)

Fig. 16 Comparisons of Nu and f between each pin-fin arrays with different D_1/D_2 ($Re=30\,000$)

3 结 论

本文利用瞬态液晶测试技术和数值模拟方法研究了非等直径柱肋阵列通道的换热和流阻特性。结果发现:缩小通道中局部柱肋的直径对传热影响不大,而对流阻影响较大。偶数排柱肋直

径最小的通道($D_1/D_2=1.6$),其传热水平比等直径柱肋通道($D_1/D_2=1.0$)平均降低约 12%,而流阻则降低了平均约 26%。相对传热增量($Nu-Nu_0$)/ Nu_0 随 D_1/D_2 的增大呈现先缓慢减小后加速减小的变化趋势,而相对阻力系数增量($f-f_0$)/ f_0 则随 D_1/D_2 的增大呈现先加速减小后缓慢减小的变化趋势。两者相反的变化趋势使得 $D_1/D_2=1.4$ 的柱肋阵列通道具有最好的综合传热效率,该通道相比于等直径柱肋通道($D_1/D_2=1.0$),其传热平均仅减小了约 6%,而阻力系数则平均减小了约 21%。故 $D_1/D_2=1.4$ 的非等直径柱肋阵列通道以较小的传热损失换得了流动阻力的大幅降低。

参考文献:

[1] CHYU M K,SIW S C. Recent advances of internal cooling techniques for gas turbine airfoils[J]. Journal of Thermal Science and Engineering Applications, 2013, 5 (2): 021008. 1-021008. 12.

[2] BRIGHAM B A, VANFOSSEN G J. Length to diameter ratio and row number effects in short pin fin heat transfer [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1984, 106(1): 241-245.

[3] 吴江波,王新军. 扰流肋柱在流动方向排列密度对矩形通道表面传热影响的数值研究[J]. 热科学与技术, 2010, 9(4): 308-321.

WU Jiangbo, WANG Xinjun. Numerical study of effects of pin-fin array density at flow direction on heat transfer[J]. Journal of Thermal Science and Technology, 2010, 9(4): 308-321. (in Chinese)

[4] JENG T M, TZENG S C. Pressure drop and heat transfer of square pin-fin arrays in in-line and staggered arrangements[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2007, 50(11/12): 2364-2375.

[5] 王奉明,张靖周,王锁芳. 不同形状扰流柱矩形通道内流动特性研究[J]. 航空学报, 2007, 28(1): 38-41.

WANG Fengming, ZHANG Jingzhou, WANG Suofang, Study of flow characteristics inside rectangular channel with different pin fin[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2007, 28(1): 37-41. (in Chinese)

[6] METZGER D E, BERRY R A, BRONSON J P. Developing heat transfer in rectangular ducts with arrays of short pin fins[J]. American Society of Mechanical Engineers, 1982, 1(4): 700-706.

[7] ARMSTRONG J, WINSTANLEY D. A review of staggered array pin fin heat transfer for turbine cooling applications[J]. Journal of Turbomachinery, 1988, 110(1): 94-103.

[8] OSTANEK J K, THOLE K A. Effects of varying stream-wise and spanwise spacing in pin-fin arrays[R]. ASME Paper GT2012-68127, 2012.

[9] SIW S C, CHYU M K, ALVIN M A. Heat transfer enhancement of internal cooling passage with triangular and semi-circular shaped pin-fin arrays[R]. ASME Paper GT2012-69266, 2012.

[10] PARK J S, KIM K M, LEE D H, et al. Heat transfer on rotating channel with various heights of pin-fin[R]. ASME Paper GT2008-50783, 2008.

[11] CHYU M K, SIW S C, MOON H K. Effects of height-to-diameter ratio of pin element on heat transfer from staggered pin-fin arrays[R]. ASME Paper GT2009-59814, 2009.

[12] 陈伟,杨力,任静,等. 瞬态液晶技术在涡轮叶片内部冷却研究中的应用[J]. 工程热物理论, 2012, 33(4): 665-669.

CHEN Wei, YANG Li, REN Jing, et al. Application of transient liquid crystal on internal cooling research of gas turbine airfoil[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2012, 33(4): 665-669. (in Chinese)

[13] VOGEL G, WEIGAND B. A new evaluation method for transient liquid crystal experiments [R]. ASME Paper NHTC2001-20250, 2001.

[14] KLINE S J, MCCLINTOCK F A. Describing uncertainties in single-sample experiments[J]. Mechanical. Engineering, 1953, 75: 3-8.

[15] SPARROW E M, STAHL T J, TRAUB P. Heat transfer adjacent to the attached end of a cylinder in crossflow[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1984, 27(2): 233-242.

[16] CHYU M K, YEN C H, SIW S. Comparison of heat transfer from staggered pin fin arrays with circular, cubic and diamond shaped elements [R]. ASME Paper GT2007-28306, 2007.

[17] RAO Y, WAN C, ZANG S. An experimental and numerical study of flow and heat transfer in channels with pin fin-dimple combined arrays of different configurations[J]. Journal of Heat Transfer, 2012, 134(12): 121901. 1-121901. 11.

[18] GEE D L, WEBB R L. Forced convection heat transfer in helically rib-roughened tubes[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1980, 23(8): 1127-1136.

(编辑:陈 越)