

文章编号:1000-8055(2019)11-2509-07

doi:10.13224/j.cnki.jasp.2019.11.023

肋片扰流对柱肋通道传热和压损影响

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: 针对涡轮叶片内部通道上、下游不同冷却结构的相互影响,采用瞬态液晶实验方法研究了上游 90° 、 60° 、V 形和 W 形四种肋片诱导产生的入口条件,对柱肋通道传热分布、强化传热水平和压损的影响,并与无肋片(均匀入口条件)的柱肋通道进行了对比。结果表明,相比于无肋片情况的均匀入口条件,肋片诱导的涡流使柱肋通道底面的传热分布在展向变得不均匀。肋片在增强柱肋底面传热的同时降低了通道压损,从而提升柱肋通道的综合换热效率(但整体通道的流动损失增加了)。其中,W 形和 90° 肋片使柱肋通道具有最高的传热效率,其次是 V 形和 60° 肋片,不带肋片的情况的综合传热效率最低。

关 键 词: 涡轮叶片; 内部冷却; 肋片; 柱肋; 传热和压损

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Rib influence on heat transfer and pressure drop in pin-fin array

BAI Wandong, LIANG Dong, CHEN Wei, CHYU Minking
(School of Aeronautics and Astronautics,
Sichuan University, Chengdu 610065, China)

Abstract: For the interaction between diverse internal cooling structures in turbine blades, various shaped ribs' influences on pin-fin array heat transfer and pressure drop were investigated using a transient liquid crystals test. The 90° , 60° , V-shaped and W-shaped ribs were considered to compare the characteristic differences of pin-fin array heat transfer distribution, heat transfer enhancement and pressure drop levels. The results showed that upstream ribs made the spanwise variation of pin-fin endwalls heat transfer non-uniform. The vortices induced by upstream ribs appeared to enhance pin-fin array heat transfer but reduce pressure drop, leading to an overall thermal efficiency improvement. The W-shaped and 90° ribs made pin-fin arrays yield the best thermal efficiency and then the V-shaped and 60° ribs.

Key words: turbine blade; internal cooling; rib; pin-fin;
heat transfer and pressure drop

符号表

D	柱肋直径	β	肋片夹角和顶角
α	空气导温系数	h	传热系数
e	肋片高度	λ	空气导热率

收稿日期: 2019-02-27

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,硕士生,研究方向为发动机热端部件传热冷却。

通信作者: 陈伟(1984—),男,副研究员,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. 肋片扰流对柱肋通道传热和压损影响[J]. 航空动力学报, 2019, 34(11): 2509-2515. BAI Wandong, LIANG Dong, CHEN Wei, et al. Rib influence on heat transfer and pressure drop in pin-fin array[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(11): 2509-2515.

H	柱肋或通道高度	L_2	柱肋段长度
t	时间	A	面积
Pr	普朗特数	下标	
r	肋间距	T	温度
S	柱肋间距	i	初始条件
τ	时间步长	ρ	空气密度
j	步数	μ	空气动力黏度
W	通道宽度	w	壁面
L_1	肋片段长度		

航空发动机涡轮叶片长时间在高温环境中运行,为此,内部冷却技术常被用来解决其过热问题。根据叶片内部结构和流动特征,通常在叶身部位设计肋片结构,而在尾缘部位设计柱肋结构^[1]。对于肋片冷却结构,肋片形状、肋片与主流夹角(β)、肋片高度比(e/D_h)、肋片间距比(r/e)以及通道宽高比(C)对其流动和传热特性具有较大的影响。文献[2-10]的研究结果表明,与主流成一定夹角的倾斜直肋的换热明显强于 90° 直肋,V形、 Δ 形和W形肋片因诱导产生了复杂的二次流具有更高效换热。一般情况下,大 C 通道因具有更狭窄的冷气流道而具有较更强的换热;增大 e/D_h 虽然能获得更强的换热,但流动阻力也随之增大; r/e 过小的肋片通道中由于没有气流再附作用导致换热减弱,但是,肋片 r/e 过大整体换热也会减弱。

柱肋冷却技术中影响流动和传热的因素最主要的是几何尺寸和排列方式,包括柱肋形状(圆形、方形、水滴形等)、直径(D)、高度比(H/D)、间距比(S/D)。文献[11-18]的研究表明带棱角的柱肋,虽然传热较强,但伴随着较大的压损;而有流线形气动外形的柱肋能大幅降低通道压损,有利于综合传热效率的提高;直径更大的柱肋具有较强的换热和压损,且当柱肋直径增加时其阻力的上升要比换热的上升快的多; $H/D<3$ 时,高度对柱肋的传热影响不大;而 $H/D>3$ 时,传热和压损均会随着 H/D 的增大而增大;柱肋间距比(S/D)和排列方式对尾迹附近的流动和传热具有深远影响,减小 S/D 会抑制涡脱落,有利于提高整体传热水平。通常相比与线性排列方式,交错排列的柱肋通道具有较高的传热水平和较大的压损。最近柱肋冷却的研究,提出了一种柱顶与底面存在间隙的结构。研究了间隙描述参数 C/D 对流动传热的影响^[19]。通常情况下这种结构的柱肋,其传热和压损都随 C/D 的增大而减小。

肋片和柱肋冷却技术中,影响通道传热压损

特性的参数变化较多,它们并不是单独作用,而是互相关联。某个参数的改变可能会影响到其他参数,因此在实际设计中要根据具体情况优化各参数的配置。

以上文献,学者们从增强传热和减小压损的角度深入研究了肋片和柱肋两种冷却技术各自的流动和传热特性,但少有文献将它们联系起来研究两者的相互影响。实际叶片内部通道中,冷却结构往往并不以单一形式存在。冷气从一种结构进入下游另一种结构时,其温度和流场不再是均匀条件,而是携带有从上游结构发展来的不均匀特性。本文旨在揭示不同冷却技术之间的相互影响关系,利用瞬态液晶测试技术研究 90° 、 60° 直肋和V形、W形肋片对柱肋通道流动和换热特性的影响。实验段入口雷诺数范围为 $7\,000\sim 40\,000$ 。

1 研究对象和实验方法

1.1 研究对象

针对叶片内部肋片冷却和柱肋冷却同时存在的情况,模化得到 $400\text{ mm}\times 80\text{ mm}\times 20\text{ mm}$ 的“肋片-柱肋”复合通道。如图1所示,柱肋直径为 8 mm ,间距比 $S/D=2.5$;柱肋上游的肋片段,在

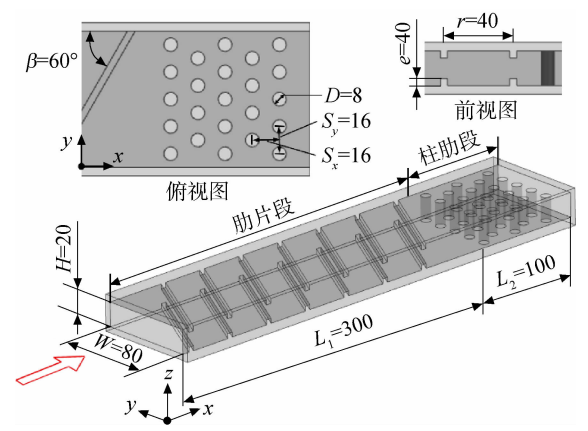


图 1 测试段模型尺寸示意图(单位:mm)

Fig. 1 Schematic diagram of test section (unit:mm)

上、下壁面对称布置 7 排肋片,肋高比 $e/D_h = 0.125$,间距比 $r/e = 10$,肋片与流向的夹角 $\beta = 60^\circ$ 。通过更换不同形状的肋片得到本文研究的 5 种测试通道。分别是无肋片、带 60° 、 90° 直肋和 V 形、W 形肋片的复合通道。测试段具体参数列于表 1。

表 1 测试通道列表

Table 1 Geometries of the test channels

方案	测试通道	方案	测试通道
Case 1	90° 肋	Case 4	V 形肋
Case 2	60° 肋	Case 5	W 形肋
参考	无肋		

本文所有测试件壁面厚度均为 10 mm,用透明聚甲基丙烯酸甲酯材料加工而成。该材料具有较小导热系数($\lambda = 0.19 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$)和热扩散系数($\alpha = 1.08 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$),但其毕渥数较大($Bi > 10$),适合瞬态液晶实验要求。

1.2 实验方法

本文采用陈伟等人的瞬态液晶测试技术测量柱肋底面的传热系数^[20]。该方法的理论模型为第三类边界条件下的半无限大平板的一维非稳态导热,借助杜哈梅尔叠加原理,测试段表面温度 T_w 分布规律可由方程(1)描述

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

式中 T_w 从液晶标定实验获得的色调-温度关系中得到;初始温度 T_i 利用热电偶测得;主流参考温度 T_i 通过对柱肋段进、出口温度进行测量并做线性插值获得。

图 2 为实验装置示意图,1 台 22 kW 的空气压缩机为实验提供所需流量的气体,空气首先储存在气罐使其流量和压力稳定。流量利用调节阀开度进行控制。温度通过加热器电压调节。加热器采用瑞士莱丹热风器(LEISTER LE 5000 DF),如图 3 所示,该加热器具有很快的升温速率。

实验中温度数据由 K 型热电偶和数据采集器测量收集,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

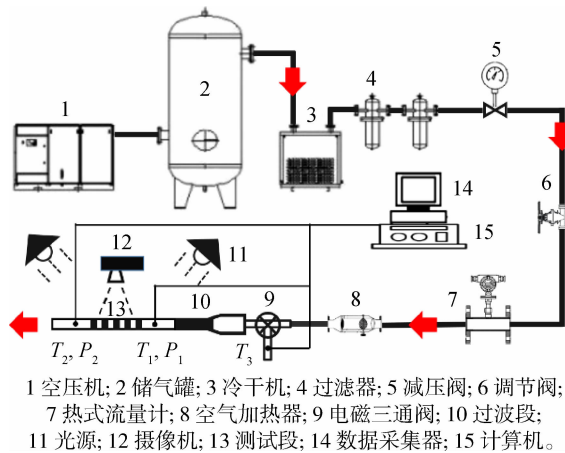


图 2 实验装置示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the experimental system

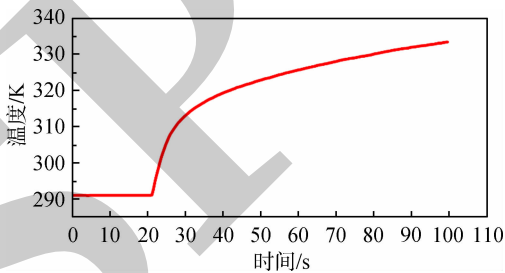


图 3 加热器升温曲线

Fig. 3 Temperature rise curve of heater

阀开关瞬间转向试验件方向,并开始测试。实验中完成 1 次测试的最长液晶变色时间约为 60 s,满足 Vogle 等^[21]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°C ,红色起始温度为 35.2°C ;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。

雷诺数 Re 定义为

$$Re = \frac{\rho v}{\mu} \cdot D_h \quad (2)$$

式中速度 v 为测试段入口的平均速度, D_h 为通道水利直径, $D_h = 2HW/(H+W)$ 。

无量纲传热系数——努塞尔数(Nu)定义为

$$Nu = \frac{hD_h}{\lambda} \quad (3)$$

柱肋端壁平均 Nu 为

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

阻力系数 f 用圆管的范宁公式求得。其中,直径用 D_h 代替,阻力损失用柱肋段进出口 Δp 代替。 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(质量浓度为 0.5 g/L ,密度为

0.9988 g/mL)。 l 为两个压力测点之间的距离。
公式为

$$f = \frac{2\Delta p}{\rho v^2} \cdot \frac{D_h}{l} \tag{5}$$

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、阻力系数的 Dittus-Boelter 准则式和 Blasius 准则式

$$Nu_0 = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.3} \tag{6}$$

$$f_0 = 0.316Re^{-0.25} \tag{7}$$

1.3 不确定性分析

实验结果的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 $\pm 0.75\text{ }^{\circ}\text{C}$ ；液晶标定误差为 $\pm 0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ ；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 Yan 等^[22]提出的方法进行误差分析， Re 、 Nu 和 f 的误差分别约为 1%、13% 和 6%。

2 实验结果

2.1 肋片影响下的传热分布

图 4 给出了各通道柱肋底面的 Nu 分布结果。5 个通道中，柱肋前的位置传热最强，这是气流冲击和柱肋根部马蹄涡双重作用的结果；柱肋间隙区域的传热也比较强，这是由气流被变窄的流道加速造成的；而在柱肋背后位置，由于气流从柱肋表面分离而形成传热贫瘠区域。图中，无肋通道和 90° 肋片通道中， Nu 的展向分布相对均匀（靠近侧壁的低值区是由与气流和传热发展受到侧壁限制造成的，后面定量计算的结果将排出这一区域）。以上现象与多数均匀入口条件的文献结果一致。带 60° 、V 形和 W 形肋片通道中，柱肋底面 Nu 分布在展向呈现出明显的不均匀性。这与多数文献的结果有所不同。这是由以上 3 个通道中不同形式的二次流造成的。二次流进入柱肋通道后发展出纵向涡的特性，一方面在气流下洗时增大了与壁面的剪切而使边界层减薄；另一方面增强了流体的掺混程度加快了流体间热量的传递，这两个因素都有利增大了壁面传热水平。因此带肋片的柱肋通道，其底面换热水平均比无肋片通道高。

60° 、V 形和 W 肋片能分别在通道中诱导产生 2 对、4 对和 8 对对旋的二次流^[5-6]。在 60° 肋片通道中，2 对二次流在通道一侧分别向上、下壁面下洗，故柱肋底面一侧的换热强于另一侧；在带 V 形肋片的通道中，4 对二次流在通道中心汇合

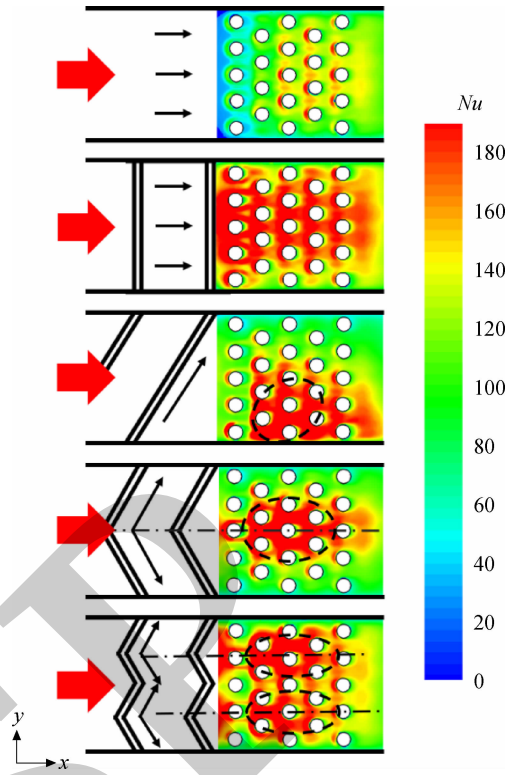


图 4 各通道柱肋底面的化热分布 ($Re=14500$)

Fig. 4 Nu contours at the pin-fin endwall of each pin-fin arrays ($Re=14500$)

并向上、下壁面下洗，故柱肋底面中间区域的传热强于两侧；带 W 形肋片的通道中，在通道右半部分和左半部分各形成 1 处气流下洗区域，故在左、右两半部分各有 1 处 Nu 高值分布区。

图 5 为 5 个通道中第 3 排和第 5 排柱肋距离

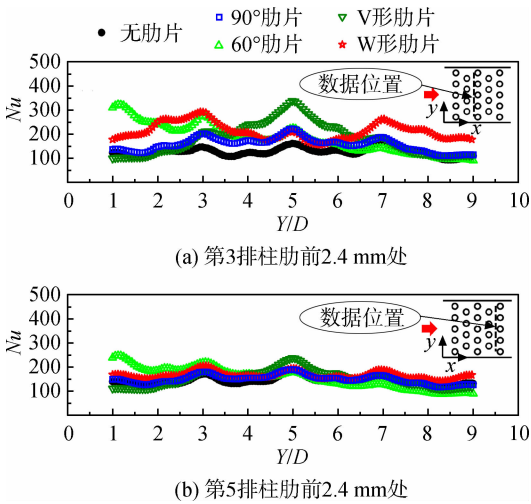


图 5 距离第 3 排和第 5 排柱肋前缘 2.4 mm 处 Nu 值的展向变化 ($d=2.4\text{ mm}$, $Re=14500$)

Fig. 5 Spanwise variations of Nu at the leading edge of the 3rd and 5th row pin-fin ($d=2.4\text{ mm}$, $Re=14500$)

前缘 2.4 mm 处 Nu 的展向变化。无肋片和 90° 肋片通道柱肋底面 Nu 的展向的变化很小,曲线的小幅波动是由周期性的“柱肋-间隙”造成的。而在其他 3 个通道中 Nu 展向变化很大。其中 60° 肋 Nu 沿展向从一侧到另一侧持续减小,V 形肋 Nu 先增大后减小,在中间位置形成一个峰值,而 W 形肋中则存在两个 Nu 峰值。对比图 5(a) 和图 5(b) 发现各通道第 5 排柱肋前缘 Nu 的展向变化波动幅度明显的小于第 3 连排。这说明随着柱肋排数的增加,二次流入口条件的影响有逐渐减弱的趋势。可以预测,柱肋排数如果继续增加,那么下游 Nu 的展向变化将会和无肋片情况一样,成均匀分布,即肋片影响造成的柱肋底面换热不均匀分布将会消失。

2.2 肋片影响下的强化换热水平

图 6 给出了各通道平均 Nu/Nu_0 定量对比结果(Nu/Nu_0 反映相比于光滑圆管的传热强化水平)。首先,本文结果与 Chang 等^[19] 的研究结果进行了对比,Chang 等用红外测温技术测试了均匀入口条件柱肋底面的流动传热(文献中柱肋尺寸与本文相同),结果与本文无肋片的情况一致。图中带肋通道的强化传热能力强于无肋通。 90° 、 60° 和 V 形肋,柱肋底面的传热强化水平比较接近,W 形肋通道柱肋底面具有最高的传热强化水平。这是流体掺混和纵向涡强化双重作用的结果。说明,肋片扰流对柱肋底面的换热强化水平具有提升作用。

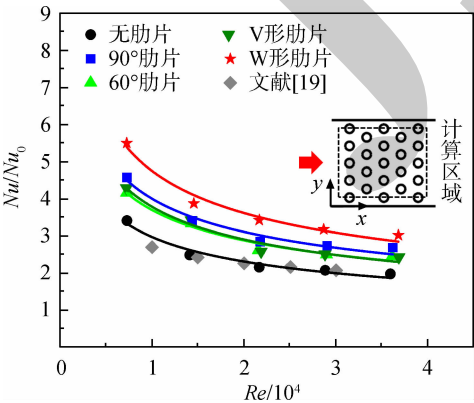


图 6 各通道柱肋底面换热强化水平对比

Fig. 6 Comparisons of heat transfer enhancement of pin-fin endwalls

图 7 为每排柱肋 Nu/Nu_0 平均值沿流向的变化。除 90° 肋片的柱肋通道,其余肋片通道中平均 Nu/Nu_0 值均呈现先增大后减小的趋势。这是因为,前两、三排柱肋的扰动使气流的掺混程

度持续加大,所以上游柱肋底面 Nu/Nu_0 先增大;但流体间的混合达到最高水平后换热得不到继续强化,而流体换热潜能又因温度降低而减小,所以下游 Nu/Nu_0 值缓慢减小。 90° 肋片通道中由于第一排柱肋正好位于气流经过肋片的再附区,所以第一排柱肋的 Nu/Nu_0 较大。

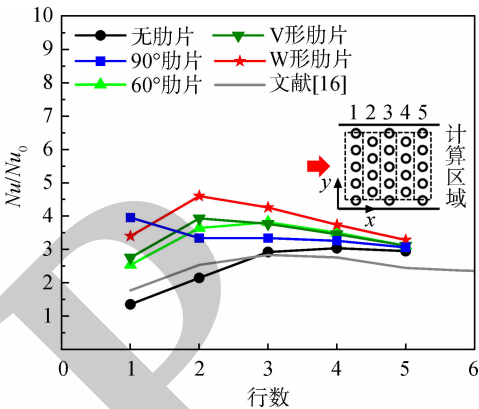


图 7 每排平均 Nu/Nu_0 沿流向的变化($Re=14500$)

Fig. 7 Streamwise variation of the row-averaged Nu/Nu_0 of pin-fin endwalls ($Re=14500$)

图 7 中各通道柱肋底面的换热沿流向的变化规律与文献^[16]结果总体一致,只是受上游肋片的影响各通道中最大值出现的先后位置略有不同。在无肋和 60° 肋通道中, Nu/Nu_0 最大值出现在第 3 排,而在 90° 、V 形和 W 形肋中, Nu/Nu_0 最大值出现在第 2 排(忽略 90° 中第一排的高值)。说明 90° 、V 形和 W 形肋片的存在使得柱肋底面的最大换热值提前在上游出现。从图 7 中还可以看出,带肋通道前四排柱肋底面的换热均大于无肋通道,且各通道的换热强弱差距随柱肋排数的增多而逐渐减小。到下游第 5 排柱肋,各通道平均 Nu/Nu_0 值与无肋通道十分接近,可以预见,柱肋排数如果继续增多,其值将趋于一致。这是因为下游的流动和换热逐渐被周期性排布的柱肋所控制,而呈现出普通柱肋通道的换热特性。由此可见,肋片扰流对柱肋底面换热的强化作用只发生在上游区域,其影响力逐渐被周期性排布的柱肋削弱,直至最终消失。

2.3 肋片影响下的阻力系数和综合换热效率

通常具有较强传热水平的柱肋通道往往伴随着较大的压损,这是均匀入口条件柱肋冷却的普遍规律。然而在本文中,肋片影响下的柱肋通道的压损特性有所不同。

图 8 给出了各柱肋通道的阻力系数,相比于

无肋情况,肋片存在的高换热通道反而具有更小的阻力系数。其中带 60°和 V 形肋片的柱肋通道具有较大且相近的阻力系数,W 形肋片次之,90°肋片最小。柱肋通道中的流动损失主要是因气流在尾部从圆柱表面分离产生的逆压梯度造成的。气流绕过柱肋在背后形成分离涡,分离涡吸主流的能量并通过流体微团之间的摩擦将其消耗。在肋片诱导的二次流的影响下,柱肋通道中的气流具有横向移动的趋势,因此减弱了柱肋尾部区域流体的分离,从而降低了通道流动损失。图中 P_1 、 P_2 为压差测点。

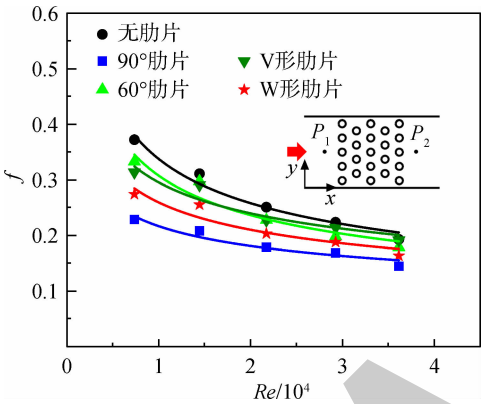


图 8 各柱肋通道的阻力系数对比

Fig. 8 Comparisons of friction factors of the pin-fin arrays

值得注意的是 90°肋片柱肋压损最小,并不是由二次流造成的,而是因第一排柱肋正好位于气流绕过肋片向底面再附着的区域,大幅减弱了柱肋尾部的流体分离,因此具有小的流动损失。

为综合考虑各柱肋通道的传热和压损表现,引入综合传热效率评估因子 η ,该值代表单位泵功率工质所具有的强化传热能力。 η 的计算按照 Gee 和 Webb^[23] 建议的方法获得

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

从图 9 的综合传热效率对比中得出,不带肋片的柱肋通道换热效率最低;60°和 V 形肋片的柱肋通道具有中等水平的换热效率,比不带肋片通道平均高约 28%左右,由于它们的换热水平和阻力系数都比较相近,所以其换热效率也很接近;90°肋和 W 形肋片的柱肋通道具有最高的换热效率,分别高于不带肋片通道平均约 51%和 68%,这是由于 W 形肋片具有最高的强化传热能力,而 90°肋片则具有最小的阻力损失。因此,肋片的存在有利于提升柱肋通道综合换热效率。

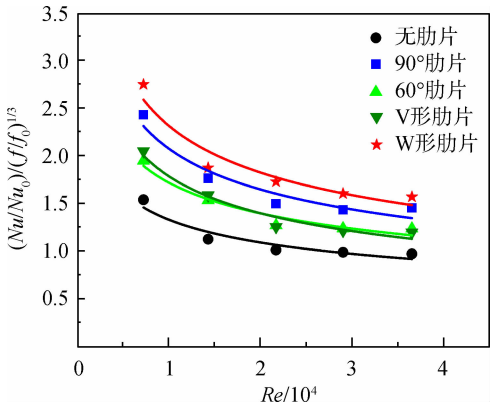


图 9 各柱肋通道综合传热效率对比

Fig. 9 Comparisons of heat transfer efficiency of the pin-fin arrays

3 结 论

本文用瞬态液晶实验方法研究了涡轮叶片内部通道中,60°、90°、V 形和 W 形四种肋片对柱肋通道流动和传热的影响。分析对比了 $Re=7\,000\sim 40\,000$ 范围内传热系数分布、传热水平大小和流动损失大小差异,得到以下结论:

1) 肋片扰流入口条件使柱肋底面展向换热分布变得不均匀。60°肋片使底面换热一半强、一半弱,V 形肋片使其中间强两侧弱,而 W 形肋片使在通道底面的左右两侧各形成一个强传热区。换热分布的不均匀性在柱肋下游逐渐趋于均匀。

2) 相对于无肋情况,肋片的存在有利与提高柱肋底面的强化传热水平,降低柱肋通道压损,从而提升柱肋段通道的综合换热效率(但整体通道的流动损失增加了)。W 形肋片使柱肋底面具有最强的传热水平,其次是 90°、V 形和 60°肋片。肋片对柱肋底面的传热强化作用主要表现在上游区域,肋片影响力在下游有逐渐减弱的趋势。90°肋片使柱肋通道具有最小的阻力系数,然后依次是 W 形、60°和 V 形肋片。综合考虑传热和流动阻力,W 形和 90°肋片使柱肋通道具有最高的传热效率,其次是 V 形和 60°肋片。传热效率比无肋通道分别平均高约 68%、51%和 28%。

参考文献:

[1] 阚瑞,迟重然,杨力,等.燃气轮机高温叶片内部冷却技术概述[J].热力透平,2013,42(4):260-287.
KAN Rui,CHI Zhongran,YANG Li,et al. Recent developments of gas turbine internal cooling techniques[J]. Thermal Turbine,2013,42(4):260-287. (in Chinese)
[2] HAN J C,PARK J S. Developing heat transfer in rectangular channels with rib turbulators[J]. International Jour-

- nal of Heat and Mass Transfer, 1988, 31(1): 183-195.
- [3] PARK J S, HAN J C, HUANG Y, et al. Heat transfer performance comparisons of five different rectangular channels with parallel angled ribs[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1992, 35(11): 2891-2903.
- [4] HAN J C, ZHANG Y M, LEE C P. Augmented heat transfer in square channels with parallel, crossed, and V-shaped angled ribs[J]. Journal of Heat Transfer, 1991, 113(3): 590-596.
- [5] GAO X, BENGT S. Heat transfer and pressure drop measurements in rib-roughened rectangular ducts[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2001, 24(1): 25-34.
- [6] WRIGHT L M. Thermal performance of angled, V-shaped, and W-shaped rib turbulators in rotating rectangular cooling channels ($AR=4:1$)[J]. Journal of Turbomachinery, 2004, 126(4): 604-614.
- [7] RHEE D H, LEE D H, CHO H H, et al. Effects of duct aspect ratios on heat/mass transfer with discrete V-shaped ribs[R]. ASME Paper GT2003-38622, 2003.
- [8] 张利民, 刘湘云, 丁水汀, 等. 不同流动角对变截面双通道内换热特性实验[J]. 航空动力学报, 2006, 21(1): 61-64.
- ZHANG Limin, LIU Xiangyun, DING Shuiting, et al. Characteristic of flow resistance and heat transfer in a turn-over variable cross-section channel with different rib pitches[J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21(1): 62-64. (in Chinese)
- [9] TANDA G. Effect of rib spacing on heat transfer and friction in a rectangular channel with 45degree angled rib turbulators on one/two walls[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2011, 54(5/6): 1081-1090.
- [10] LI S, GHORBANI T Z, XIE G, et al. An experimental and numerical study of flow and heat transfer in ribbed channels with large rib pitch-to-height ratios[J]. Journal of Enhanced Heat Transfer, 2013, 20(4): 305-319.
- [11] 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 Hui ren, 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. (in Chinese)
- [12] BRIGHAM B A, VANFOSSSEN 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.
- [13] METZGER D E, BERRY R A, BRONSON J P. Developing heat transfer in rectangular ducts with arrays of short pin fins[J]. Journal of Heat Transfer, 1982, 104(4): 700-706.
- [14] 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.
- [15] OSTANEK J K, THOLE K A. Effects of varying stream-wise and spanwise spacing in pin-fin arrays[R]. ASME Paper GT2012-68127, 2012.
- [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] 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): 37-41.
- WAN 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)
- [18] 黄国联, 王锁芳. 竹节形扰流元对流动与换热特性影响的数值研究[J]. 航空动力学报, 2007, 22(8): 1252-1257.
- HUANG Guolian, WANG Suofang. A numerical study on the effects pin fin arrays on flow and of bamboo-shaped heat transfer [J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(8): 1252-1257. (in Chinese)
- [19] CHANG S W, YANG T L, HUANG C C, et al. Endwall heat transfer and pressure drop in rectangular channels with attached and detached circular pin-fin array[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2008, 51(21/22): 5247-5259.
- [20] 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]. 工程热物理学报, 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)
- [21] VOGEL G, WEIGAND B. A new evaluation method for transient liquid crystal experiments [R]. ASME Paper NHTC2001-20250, 2001.
- [22] YAN Y, OWEN J M. Uncertainties in transient heat transfer measurements with liquid crystal [J]. International Journal of Heat Fluid Flow, 2002, 23(1): 29-35.
- [23] GEE D L, WEBB R L. Forced convection heat transfer in helically rib-roughened tubes[J]. International Journal of Heat Mass Transfer, 1980, 23(8): 1127-1136.

(编辑: 李岩梅、张 雪)