

文章编号: 1000-8055(2010)09-1931-07

带交错肋结构涡轮叶片复合通道的实验

邓宏武, 谭 艳, 王佳仁, 孙纪宁
(北京航空航天大学 能源与动力工程学院
航空发动机气动热力科技重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 采用实验的方法, 研究带交错肋结构和纵向隔板的涡轮叶片内冷通道的流动与换热. 实验采用相变加热的方法, 为模型实验件提供等壁温边界条件, 实验在 $Re = 10\,000 \sim 60\,000$ 之间进行. 实验模型采用了交错肋结构和扰流柱结构, 分别与两种纵向隔板组合进行实验, 以期得到综合传热效果最优的组合. 实验件的一侧外壁面被分成 10 个区域以期望了解实验件局部换热情况. 实验结果表明: 带交错肋结构的通道的换热效果好于带扰流柱结构的通道的换热效果. 当 $Re < 30\,000$ 时, 综合传热性能最佳的是带波形隔板加交错肋 0612 组合结构的通道, 当 $Re > 30\,000$ 时, 综合传热性能最佳的是带波形隔板加交错肋 0412 组合结构的通道.

关 键 词: 交错肋; 纵向隔板; 流动换热; 涡轮叶片; 流动阻力

中图分类号: V231.1

文献标识码: A

Experimental study on the turbine blade cooling channel with crossed ribs

DENG Hong-wu, TAN Yan, WANG Jia-ren, SUN Ji-ning
(National Key Laboratory of Science and Technology on Aero Engines,
School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics,
Beijing 100191, China)

Abstract: The characteristics of heat transfer and flow resistance in turbine blade cooling channel were studied experimentally with use of vapor heating method, which could provide the experimental model with equivalent wall temperature boundary condition. The experiments were carried out under the condition that the Re was $10\,000 \sim 60\,000$. The experiment models adopted the structure of crossed ribs, pin fins and longitudinal dividers. The outside wall was divided into ten regions and the condensation vapor of the regions was gathered to get the local heat transfer coefficient. The results show that the crossed ribs channel could lead to better heat performance than the pin fins channel. The results also show that, in the case of $Re < 30\,000$, the structure with the best general heat transfer performance is crossed ribs channel of 0612, and in the case of $Re > 30\,000$, the best one is crossed ribs channel of 0412.

Key words: crossed ribs; longitudinal dividers; flow and heat transfer; turbine blade; flowing resistance

涡轮叶片冷却技术是提高航空发动机涡轮前温度, 从而提高发动机性能的主要手段之一^[1]. 目

前涡轮叶片材料只在低于约 $1\,300\text{ K}$ 时才能维持较高的强度指标, 而涡轮前温度为 $1\,900\text{ K}$ 左

收稿日期: 2009-07-23; 修订日期: 2009-12-08

基金项目: 国家自然科学基金(50606002)

作者简介: 邓宏武(1973-), 男, 陕西咸阳人, 副教授, 博士, 主要从事航空发动机涡轮叶片强化换热与冷却研究.

右,在新材料耐温性能难以大幅提升情况下,叶片的冷却技术成为研究热点.探索高效的冷却方式,已成为现代高性能涡轮叶片设计技术的一个重要研究领域.叶片尾缘是涡轮叶片最重要的冷却区域,采用的冷却结构形式也较其他部分更复杂.

带肋通道的研究工作开始较早,迄今为止,国内外研究人员在这一领域进行了大量的理论和实验研究,也得出很多有价值的结论.张勃等^[2-3]研究了肋宽与肋间距之比 t/p 以及肋宽与肋高之比 t/e 对交错肋网格格式肋化通道的换热与总压损失的影响.发现 45/45 模型和 45/60 模型的强化换热比没有明显的区别,但是后者的阻力增大比明显大于前者.并且对矩形网格格式肋化通道的换热与总压损失特性进行了实验研究.丁水汀、秦岭等人^[4]对矩形网格格式肋化通道的换热与总压损失特性进行了研究.发现变截面带肋通道的换热效果和流阻都高于等截面带肋通道,变截面带肋通道的综合换热效果优于等截面通道.邓宏武、潘文艳等^[5]对开槽交错肋网格格式肋化通道进行换热和流阻实验.结果表明在一般的交错肋通道两侧开槽后,其流阻有所下降,而换热效果不但没有降低,反而得到了一定程度的提升.李莉和丁水汀等人^[6]研究了涡轮叶片尾缘复合通道的换热.结果表明开孔均匀的隔板换热效果较好.

本文以某涡轮叶片尾缘段的内冷通道为模型^[7],通过相似原理简化为带隔板的复合通道.实验件将曲率半径很大的叶盆和叶背的外形简化为平面,得到的实体是由平板构成的矩形通道.通过两通道间的隔板上开多个孔形成射流冲击,改变隔板结构并在隔板后通道分别采取交错肋、扰流柱等措施增强换热.实验目的是找到较优的一种组合方式,最大限度地提高涡轮叶片的换热效果,从而提高涡轮前温度.

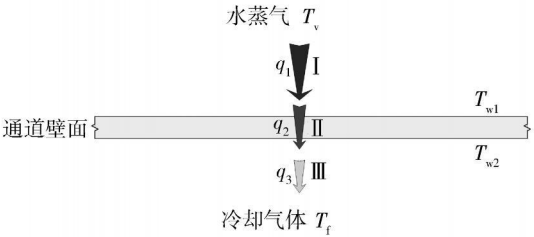
1 实验系统和实验模型介绍

1.1 实验系统及实验原理

全部实验在静止状态下进行实验,其中采用相变加热的方式.用相变(沸腾或凝结)进行加热或冷却,是传热实验常用的加热或冷却方式^[8].因为在相变过程中,介质温度可以保持不变,所以,相变加热或冷却的方式可以近似实现第一类边界条件,即等壁温边界条件.

整个实验的换热模型可简化为如图 1 所示,整个换热过程分为以下三个阶段:①水蒸气在通道外壁的凝结换热过程,热流密度为 q_1 ;②通道

内外壁面之间的热传导过程,热流密度为 q_2 ;③通道内冷却气体与通道内壁面的对流换热过程,热流密度为 q_3 .

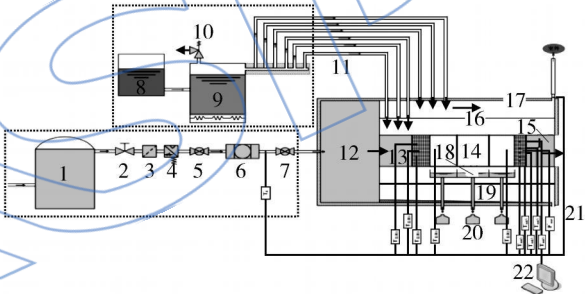


T_v 饱和水蒸气温度; T_f 冷却气体温度;
 T_{w1} 通道外壁面温度; T_{w2} 通道内壁面温度

图 1 凝结换热热量传递示意图

Fig. 1 Schematic of condensation heat transfer

实验台主要包括以下几大部分:实验段、冷气供给系统、水蒸气供给系统、测量系统.如图 2 所示.



1 储气罐; 2 旋拧阀; 3 过滤器; 4 减压阀; 5 球阀; 6 流量计;
7 球阀; 8 水箱; 9 锅炉; 10 安全阀; 11 蒸汽管; 12 进气腔;
13 进气段; 14 实验件; 15 出气段; 16 蒸汽内腔; 17 蒸汽外腔;
18 集水盒; 19 引水管; 20 接水瓶; 21 出水口; 22 PC 数据采集

图 2 实验台结构示意图

Fig. 2 Schematic of test facility

冷却空气由气源进入储气罐,经过减压阀得到相对稳定的气流,再经玻璃转子流量计进入集气腔再次稳压,之后从进气段进入实验段对实验件进行冷却,最后经出口段排入大气.水蒸气由蒸汽发生器产生,流经稳压除湿分流装置进入实验台蒸汽腔.为提高实验的精度,蒸汽腔被分内外两腔.实验件置于内腔中,与蒸汽进行换热.外腔的作用主要是保证内腔的水蒸气除了与实验件换热外不与其他外界环境发生热交换,保证实验结果更为准确.并且在实验时外腔包裹一层泡沫隔热材料以进一步减少蒸汽与外界换热量.此外,进口段和出口段都选用了导热系数较小的夹布胶木制成,并且在进口段和出口段外同样覆盖绝热材料.

通过测量单位时间内在实验模型外壁面产生的冷凝水量及其他参数, 便可计算出实验通道整体传热系数和平均 Nu 数.

1.2 测量系统

实验的数据测量主要包括以下几部分: 温度测量, 压力测量, 流量测量, 热量测量.

1) 温度测量

本实验所用的温度测量传感器为 NiCr NiSi 热电偶, 精度可达 $\pm 0.3\text{ }^{\circ}\text{C}$.

实验共使用热电偶 10 对, 其中测量来流气体温度 1 对, 测量进口段温度 2 对, 测量出口段温度 5 对, 外壁温监测热电偶 2 对; 监测热电偶则布置在最容易漏气的进口段与实验件连接处, 具体位置如图 3.

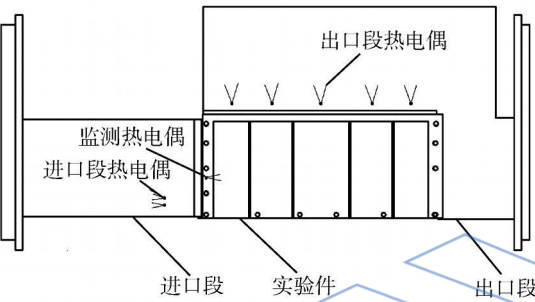


图 3 热电偶布置图

Fig. 3 Schematic of thermocouples arrangement

2) 压力测量

在实验段进口处和出口处均用压力校正仪 (精度为 $\pm 0.05\%$) 测量进出口压力, 然后再计算压力差.

3) 流量测量

本实验流量测量采用玻璃转子流量计, 相对误差为 $\pm 1.5\%$, 流量计的具体位置如图 2 所示.

4) 热量测量

通过收集外壁面冷凝水的质量来计算热量, 冷凝水由集水盒收集经导水管流出, 再用烧杯收集导水管流出的水, 并在精密电子天平上称量, 最大误差为 1.5% .

1.3 实验模型结构和几何参数

实验模型由两个通道组成, 第一通道与第二通道之间布置有纵向隔板, 隔板均匀开有出流孔. 实验时冷气由第一通道进入, 通过隔板上的孔由径向流动变为弦向流动后, 流过小孔对第二通道形成射流冷却, 最后由尾缘排出. 如图 4 所示.

共设计有两种隔板, 分别是直隔板和波形隔

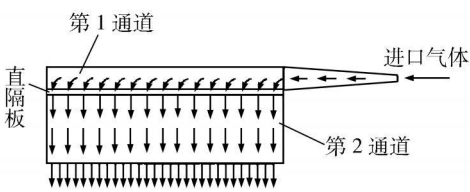


图 4 直隔板实验件示意图

Fig. 4 Schematic of direct longitudinal divider channel

板. 两种隔板的形状和孔的大小不相同, 但孔的个数、开孔位置及所有小孔的出流面积总和是一样的. 两种隔板长为 306mm, 宽 18mm, 肋高 24mm, 厚 6mm.

直隔板: 上下两排均匀地开有等距的出流孔共计 30 个, 孔径均为 2.6mm, 如图 5 所示.

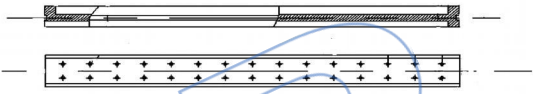


图 5 直隔板结构示意图

Fig. 5 Schematic of direct longitudinal divider

波形隔板: 上下两排开有出流孔共计 30 个, 波峰 16 个孔径为 2.2mm, 波谷 14 个孔径为 3mm, 如图 6 所示. 其中“波峰”、“波谷”是从图 6 角度观察所得.

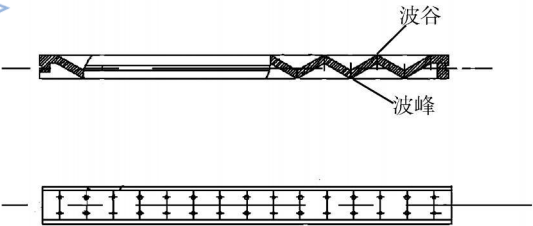


图 6 波形隔板结构示意图

Fig. 6 Schematic of waved longitudinal divider

为了与传统使用的扰流柱强化换热结构进行比较, 实验设计了两种类型的实验件, 分别是带交错肋结构和带扰流柱结构实验模型.

1) 带交错肋结构实验模型

实验模型的第一个通道为光通道, 第二个通道的主要几何参数为: 长 82mm, 宽 300mm, 高 24mm, 选用交错肋结构. 根据文献[5]的研究可以知道开槽交错肋通道的流阻相比于不开槽交错肋通道的流阻小, 但是开槽交错肋通道的换热效果优于相同结构的不开槽交错肋通道的换热效果, 并且开有 4mm 槽宽的通道的综合换热效果最好, 所以在通道两端处开有槽宽为 4mm 的

槽道。

根据文献[9] 的研究可以知道随着肋宽的增大, 通道的换热能力提高, 流动阻力也增大. 随着肋间距减小, 通道的换热能力增大, 流动阻力也增大. 因此本文设计了 4 种不同尺寸的实验件, 以期得到综合换热效果最好的结构.

其中 4 种不同尺寸的交错肋结构分别是: ① $\beta=45^{\circ}, e=12\text{ mm}, t=4\text{ mm}, p=8\text{ mm}$, 通道两侧开槽宽 4 mm, 简称 0408; ② $\beta=45^{\circ}, e=12\text{ mm}, t=4\text{ mm}, p=12\text{ mm}$, 通道两侧开槽宽 4 mm, 简称 0412; ③ $\beta=45^{\circ}, e=12\text{ mm}, t=6\text{ mm}, p=8\text{ mm}$, 通道两侧开槽宽 4 mm, 简称 0608; ④ $\beta=45^{\circ}, e=12\text{ mm}, t=6\text{ mm}, p=12\text{ mm}$, 通道两侧开槽宽 4 mm, 简称 0612. 尺寸含义及交错肋结构如图 7 所示.

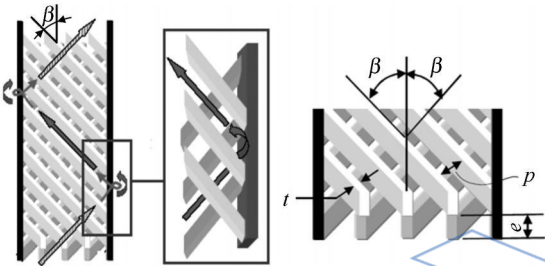


图 7 交错肋结构示意图
Fig. 7 Schematic of crossed ribs

实验模型结构如图 8 所示.

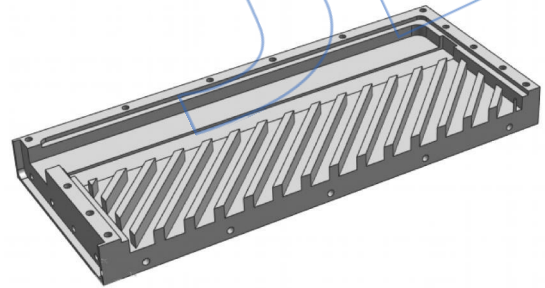


图 8 带交错肋结构实验模型示意图
Fig. 8 Schematic of crossed ribs channel

2) 带扰流柱结构实验模型

根据文献[10] 研究发现, 射流孔板与扰流柱的间距不同, 对通道换热的影响不同; 在间距相同的情况下, 射流孔板对不同位置的扰流柱换热的影响程度也有所差异. 综合考虑本实验通道的几何尺寸以及扰流柱结构和中间隔板射流孔的相对位置关系, 设置扰流柱的直径为 9. 2 mm, 排列方式为叉排, 排内柱间距 40 mm, 排间距 20 mm, 如图 9 所示.

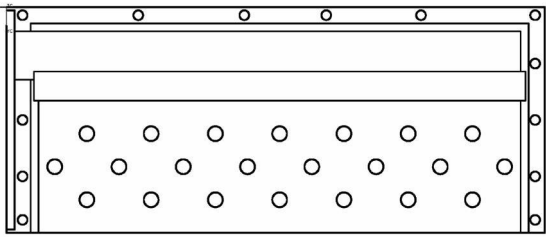


图 9 带扰流柱结构实验模型示意图
Fig. 9 Schematic of pir fins channel

因此, 组合出来的实验模型共有 10 种, 为简明起见, 采用实验模型简称, 如表 1 所示.

表 1 实验模型简称

Table 1 Name of experimental model

扰流柱		交错肋	交错肋	交错肋	交错肋
		0408	0412	0608	0612
直隔板	D _p	Dc0408	Dc0412	Dc0608	Dc0612
波形隔板	W _p	Wc0408	Wc0412	Wc0608	Wc0612

1. 4 实验集水区间的划分

为了了解通道的局部换热情况, 把实验模型一侧外壁面划分了 5 个集水区间, 另一侧外壁面划分了 10 个集水区间, 通过收集每个小区间的冷凝水, 可获得每个小区间对应的平均 Nu 数, 具体集水区间的划分如图 10 和图 11 所示. 其中图 10 所示的是实验模型的一侧外壁面被划分的 5 个集水区间, 依次取名为 $T1, T2, T3, T4, T5$. 图 11 所示的是实验模型的另一侧外壁面被划分的 10 个集水区间, 依次取名为 $W1, W2, W3, W4, W5$ 和 $R1, R2, R3, R4, R5$. 上下两组集水区间分界线的位置对应于通道内部中间隔板的位置. 由于冷凝水总是沿重力方向流动, 所以分别在两个外壁面的下方放有 5 个集水格子收集 $T1, T2, T3, T4, T5$ 和 $R1, R2, R3, R4, R5$ 集水区间的冷凝水. 对于 $W1, W2, W3, W4, W5$ 这 5 个集水区间的冷凝水则是通过分别在这五个区间的底部设置沿垂直纸面向外方向的挡板, 由于挡板的阻隔 $W1, W2, W3, W4, W5$ 集水区间的冷凝水就只能沿着挡板

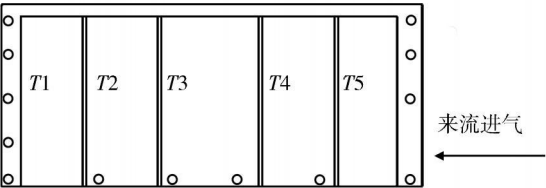


图 10 一侧外壁面分区示意图 I
Fig. 10 Schematic I of the outside wall's partitions

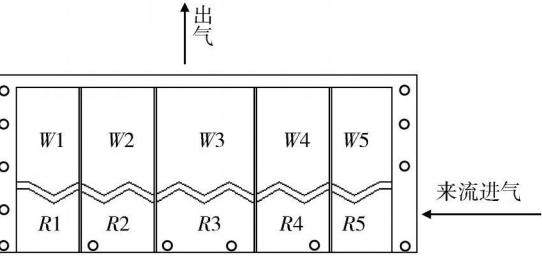


图 11 另一外壁面分区示意图 II

Fig. 11 Schematic II of the outside wall's partitions

流出,只需要在档板下方放 5 个集水格子,分别收集这 5 个区间的冷凝水即可。

2 实验结果及分析

2.1 评价指标的确定^[11]

实验中对于各种不同实验结构的强化换热效果的比较,是通过以下几个指标来衡量

1) 全局平均努塞尔数

$$Nu = \frac{hD_{in}}{\lambda_{ir}} \tag{1}$$

$$h = \frac{Q}{A(T_w - T_f)} \tag{2}$$

其中特征温度 $T_f = \frac{T_{in} + T_{out}}{2}$, T_{in} 为进口截面平均温度, T_{out} 为出口截面的平均温度; A 为实验件的换热面积; T_w 为壁面温度,由于凝结换热过程中传热系数较高,并且通道采用壁厚小的不锈钢,导热系数大,所以取 $T_w \approx T_{water} = 373.15\text{ K}$. Q 为换热热量,通过 $Q = r\dot{m}_{water}$ 计算得到,其中 r 为水蒸气的汽化潜热, $\dot{m}_{water}$ 为单位时间内收集到的冷凝水的质量; D_{in} 为通道进口截面的水力直径; λ_{ir} 为冷却气体的导热系数.考虑到气体导热系数会随着气流温度的变化而变化,所以对气体导热系数作如下的修正:

$$\lambda_{ir} = \lambda_0 \left(\frac{T_f}{273} \right)^n \tag{3}$$

式中 λ_0 为标准状态下气体的导热系数, n 取 0.82. T_f 为冷却气体特征温度。

2) 阻力系数

$$\xi = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2}\rho_{in}u_{in}^2} \tag{4}$$

$$\Delta p = p_{in}^* - p_{out}^* \tag{5}$$

其中 p_{in}^* 为通道进口截面处总压; p_{out}^* 为通道出口截面处总压; ρ_{in} 为进口截面的冷气的密度; u_{in} 为通道进口截面处冷气的速率。

3) 综合传热性能系数

肋片的加入在强化换热的同时也增大了流动阻力,因此在评价一种结构的时候,单纯的考察其换热效果是片面的,需要同时考察换热强化和流阻的增加,因此引入了综合传热性能系数 η . 因为采用强化换热措施可以在较低的介质流动速度下获得较高的传热系数,而介质的唧送功率几乎与速度的三次方成正比,所以从相同唧送功率下输送热量大小的观点看来,阻力系数的指数取 1/3 较为合理^[12].

$$\eta = Nu/\xi^{1/3} \tag{6}$$

2.2 实验结果处理和分析

1) 全局平均努塞尔数

由图 12 可以看出,在实验测量范围内,带交错肋结构通道的换热效果明显好于带扰流柱结构通道的换热效果. 当 $Re < 35000$ 时, Nu 最高的是波形隔板加交错肋 0608 组合结构的通道,当 $Re > 35000$ 时, Nu 最高的是波形隔板加交错肋 0412 组合结构的通道. 因为在交错肋通道中,上下交错的肋片形成许多副通道,冷却气体流入交错肋结构后,将沿着各副通道流动,在流至通道侧壁时则会发生 2β 的偏转,进而在通道内不断翻折. 上部和下部的壁面可以被认为相当于一个机翼的压力面和吸力面. 副通道的这两部分如此安排是为了使它们能相互对立. 这样一来增加了冷却气体在通道内的流动距离,而且由于在侧壁气流发生大的翻折,形成的二次流可以对换热起到增强作用. 交错肋通道内部空气的流动情况可见图 7. 所以带交错肋结构通道的换热效果较好。

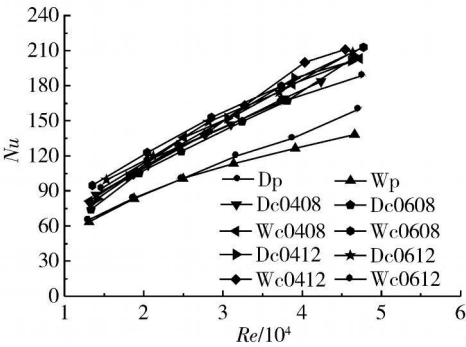


图 12 全局平均 Nu 随雷诺数变化曲线

Fig. 12 Overall average Nu versus Re

2) 局部平均努塞尔数

图 13 为 Re 约为 38000 时,实验件第一通道局部平均 Nu ,其中横坐标 R 的值依次表示的是图 11 中 R1, R2, R3, R4, R5 这 5 个集水区间. 实

验结果表明: 总体上进口端的换热强于侧壁端的换热. 这是因为随着通道壁面对冷却气体的加热, 气体的温度逐渐升高从而与壁面的温差减小, 换热量也减小.

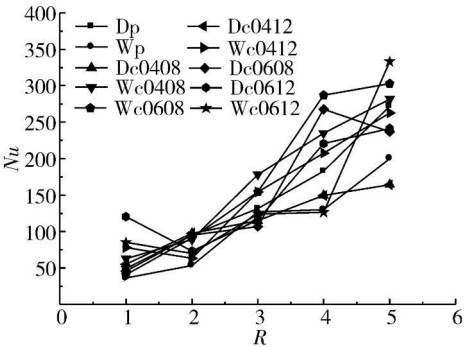


图 13 Re 约为 38 000 时, 第一通道的局部平均 Nu
Fig. 13 Re equivalent to about 38000, the local average Nu of the first passage

图 14 为 Re 约为 38 000 时, 实验件第二通道的局部平均 Nu , 其中横坐标 W 的值依次表示的是图 11 中 $W1, W2, W3, W4, W5$ 这 5 个集水区间. 实验结果表明: 在第二通道中, 交错肋结构的换热效果好于扰流柱结构的换热效果. 并且对于带交错肋结构的通道而言, 第二通道的换热比较均匀. 这是因为交错肋结构形成了很多副通道, 冷却气体沿着副通道流动时, 可以均匀地流到第二通道的大部分区域.

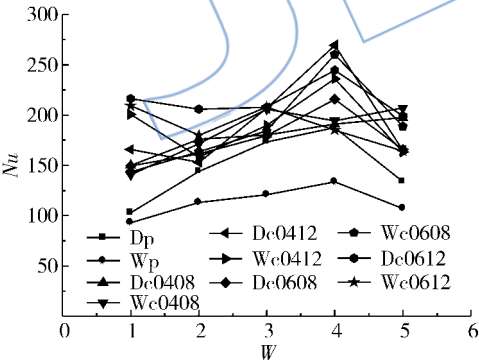


图 14 Re 约为 38 000 时, 第二通道的局部平均 Nu
Fig. 14 Re equivalent to about 38000, the local average Nu of the second passage

3) 阻力系数 ξ

如图 15 所示, 在实验范围内, 阻力系数 ξ 最低的是波形隔板加交错肋 0612 组合结构的通道. 当第二通道结构相同时, 绝大部分都是波形隔板的阻力系数 ξ 要小于直隔板的阻力系数 ξ 这是因为阻力主要分为流动摩擦损失与局部损失. 流动

摩擦损失为流体运动时的黏性所引起, 而局部损失则是在正常流动遭到局部破坏, 在管道形状变化的地方, 流体脱离管壁形成涡流, 流体剧烈地紊乱搅和或遇到并绕过障碍物时发生的. 这几种模型中主要的节流位置就是隔板上的小孔和尾缘出口处的劈缝, 模型出口是完全一样的, 但是两种隔板上孔的大小是不一样的, 使得大部分情况下波形隔板的流动阻力小于直隔板的流动阻力.

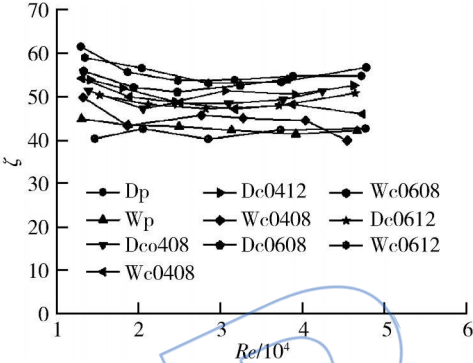


图 15 阻力系数 ξ 随 Re 的变化关系曲线
Fig. 15 Flowing resistance number versus Re

4) 各种结构的综合传热特性

综合传热性能系数越大, 则强化换热性能越佳. 由图 16 中可以看出, 在实验范围内, 带交错肋结构的通道的综合传热效果好于带扰流柱结构的通道的综合传热效果. 当 $Re < 30\,000$ 时, 综合传热效果最佳的是带波形隔板加交错肋 0612 组合结构的通道. 当 $Re > 30\,000$ 时, 综合传热效果最佳的是带波形隔板加交错肋 0412 组合结构的通道.

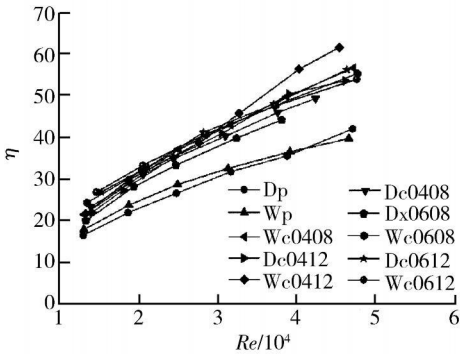


图 16 综合传热性能系数 η 随 Re 的变化关系曲线
Fig. 16 General heat transfer performance number versus Re

3 结 论

通过上述分析可以得出如下结论:

1) 在实验范围内, 带交错肋结构通道的换热效果明显好于带扰流柱结构通道的换热效果. 当 $Re < 35000$ 时, Nu 最高的是波形隔板加交错肋 0608 组合结构的通道; 当 $Re > 35000$ 时, Nu 最高的是波形隔板加交错肋 0412 组合结构的通道.

2) 在实验范围内, 在第一通道中, 总体上进口端的换热强于侧壁端的换热. 在第二通道中, 对于带交错肋结构的通道而言通道换热比较均匀.

3) 在实验范围内, 阻力系数 ξ 最低的是波形隔板加交错肋 0612 组合结构的通道. 当第二通道结构相同时, 对于绝大部分实验结构都是波形隔板的阻力要小于直隔板的阻力.

4) 在实验范围内, 带交错肋结构的通道的综合传热效果好于带扰流柱结构的通道的综合传热效果. 当 $Re < 30000$ 时, 综合传热效果最佳的是带波形隔板加交错肋 0612 组合结构的通道. 当 $Re > 30000$ 时, 综合传热效果最佳的是带波形隔板加交错肋 0412 组合结构的通道.

参考文献:

- [1] 曹玉璋, 陶智, 徐国强. 航空发动机传热学[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2005.
- [2] 张勃, 吉洪湖, 张靖周, 等. 肋的几何参数对网格式肋化通道的传热与总压损失特性的影响[J]. 航空动力学报, 2004, 19(2): 206-212.
ZHANG Bo, JI Honghu, ZHANG Jingzhou, et al. Influence of rib's geometric parameters upon heat transfer and total pressure loss in grid-ribbed channel[J]. Journal of Aerospace Power, 2004, 19(2): 206-212. (in Chinese)
- [3] 张勃, 吉洪湖, 张靖周, 等. 网格式肋化通道换热与总压损失特性研究[J]. 航空动力学报, 2004, 19(2): 201-205.
ZHANG Bo, JI Honghu, ZHANG Jingzhou, et al. Experimental study of heat transfer and total pressure drop of a grid-ribbed rectangular channel[J]. Journal of Aerospace Power, 2004, 19(2): 201-205. (in Chinese)
- [4] 丁水汀, 秦岭, 邓宏武, 等. 交错肋通道换热和流阻特性的研究[J]. 航空动力学报, 2007, 22(2): 205-209.
DING Shuiting, QIN Ling, DENG Hongwu, et al. Experimental investigation of heat transfer and flow resistance in a crossed-rib channel[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(2): 205-209. (in Chinese)
- [5] 邓宏武, 潘文艳, 陶智. 开槽交错肋通道换热和流阻特性[J]. 北京航空航天大学学报, 2007, 33(10): 1158-1169.
DENG Hongwu, PAN Wenyan, TAO Zhi. Heat transfer and flow resistance in a notched crossed-rib channel[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2007, 33(10): 1158-1169. (in Chinese)
- [6] 李莉, 丁水汀, 陶智, 等. 涡轮叶片尾缘复合通道的换热[J]. 北京航空航天大学学报, 2005, 31(2): 202-205.
LI Li, DING Shuiting, TAO Zhi, et al. Heat transfer in complex passages of turbine blade trailing edge[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2005, 31(2): 202-205. (in Chinese)
- [7] 邓宏武, 王佳仁, 丁水汀. 涡轮叶片尾缘纵向隔板结构对换热的影响[C] // 中国工程热物理学会传热传质学术会议论文集. [s. l.]: 中国工程热物理学会, 2008.
- [8] 曹玉璋, 邱绪光. 实验传热学[M]. 北京: 国防工业出版社, 1998.
- [9] 秦岭. 交错肋通道换热和流阻特性的实验研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2006.
QIN Ling. Experiment investigation of heat transfer and flow resistance in a crossed-rib channel[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2006. (in Chinese)
- [10] 徐国强, 李莉, 丁水汀. 带射流孔板矩形扰流柱通道内的壁面换热[J]. 推进技术, 2009, 30(1): 14-17.
XU Guoqiang, LI Li, DING Shuiting. Heat transfer in rectangular pin-finned channel with perforated plate[J]. Journal of Propulsion Technology, 2009, 30(1): 14-17. (in Chinese)
- [11] 丁水汀, 刘丽艳, 李莉, 等. 涡轮叶片尾缘复合通道中隔板结构对换热特性的影响[J]. 航空动力学报, 2006, 21(3): 523-527.
DING Shuiting, LIU Liyan, LI Li, et al. The effect of different claspboards structure in turbine blade trailing edge complex passages on heat transfer characteristics[J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21(3): 523-527. (in Chinese)
- [12] 马重芳, 张玉明, 顾维藻, 等. 强化换热[M]. 北京: 科学出版社, 1990.