

文章编号: 1000-8055(2007)02-0205-05

交错肋通道换热和流阻特性的研究

丁汀, 秦岭, 邓宏武, 陶智, 徐国强, 林宇震
(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重点实验室, 北京 100083)

摘 要: 针对布有交错肋的涡轮叶片尾缘内冷通道进行了换热以及流阻的实验研究. 实验结果表明, 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. 等截面通道和变截面通道相对于光通道而言 Nu 数分别提升了 4~6 倍和 7 倍, 但其流阻系数相应的也分别提高了 400 倍和 600 倍左右. 变截面带肋通道的综合换热效果同样优于等截面通道.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 涡轮叶片; 交错肋; 换热; 流阻

中图分类号: V235.1 文献标识码: A

Experimental investigation of heat transfer and flow resistance in a crossed rib channel

DING Shuǐ tīng, QIN Lǐng, DENG Hóng wú,
TAO Zhì, XU Guó qióng, LIN Yǔ zhēn
(National Key Laboratory on Aero-Engines, School of Jet Propulsion,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: The investigation of heat transfer and flow resistance in a crossed rib channel located in turbine blade was conducted experimentally. Experimental results show that the Nusselt Number in the rectangular channel and the variable channel is 4~6 times and 7 times higher than that in a smooth channel, while flow resistance coefficient was enlarged by about 400 and 600 times. The total thermal performance in the variable channel is about 1.2 times higher than that in the rectangular channel.

Key words: aerospace propulsion system; turbine blade; crossed rib; heat transfer; flow resistance

如何对热端部件进行有效的冷却, 已经成为航空燃气涡轮发动机设计的关键性问题之一. 带肋通道是最普遍使用的一种强化换热的结构, 国内外学者已经进行过大量的实验和数值模拟计算, 对不同的肋布置形式对换热的影响进行了研究, 得到了大量有价值的结论^[1-3]. 肋的加入在强化换热的同时势必会增大流阻, 因此通常使用的

高度较低($e < h/2$)的肋布置在换热表面. 本实验所研究的是一种非常规的交错肋通道, 其肋高 $e = h/2$, 如图 1 所示. 俄罗斯在上世纪 70 年代就开始对这种结构形式展开了研究, 而近年来开始有更多的国家关注这种特殊的结构^[4,5].

由于肋高 $e = h/2$, 交错肋通道内部的上下 2 排肋片在通道中部接触, 形成很多网格, 如图 1 所

收稿日期: 2006-01-20; 修订日期: 2006-03-29

基金项目: 新世纪优秀人才支持计划资助(NCET-05-0189)

作者简介: 丁水汀(1967), 男, 辽宁铁岭人, 北京航空航天大学能源与动力工程学院教授、博士生导师, 博士, 主要从事航空发动机传热的研究.

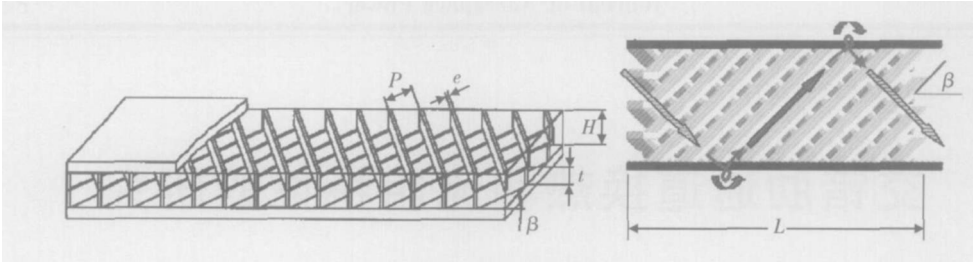


图 1 交错肋通道结构示意图
Fig.1 Structure of crossed rib channel

示. 整个通道被划分为数个副通道, 气流进入通道之后沿着各个副通道流动, 当达到通道侧壁后碰壁翻转, 在通道内蜿蜒流动, 这样一来增加了气流在通道内流动的距离, 同时, 由于气流在侧壁的偏转产生冲击和扰动, 达到强化换热的效果. 另一方面, 众多肋片的存在使得实际的有效换热面积大大提高, 由此也能带来换热效果的强化. 此外, 气流在通道内部除了沿着各个副通道流动之外, 同时还会在各个网格之间不规则流动, 由此带来的掺混和扰动对破坏覆面层, 形成二次流也有很大的帮助.

本文针对交错肋在涡轮叶片尾缘的应用情况进行了换热和流阻特性的研究.

1 实验方案

实验件包括等截面通道和变截面通道, 此外, 本实验还按照带肋通道的尺寸设计了一个等截面光滑通道作为对比. 通道及肋的结构参数如下:

通道宽 $W = 130\text{ mm}$, 通道高 $H = 10\text{ mm}$, 通道长 $L = 65\text{ mm}$, 壁厚 $\delta = 3\text{ mm}$, 肋高 $e = 5\text{ mm}$, 肋宽 $t = 4\text{ mm}$, 肋间距 $P = 10\text{ mm}$, 肋倾角 $\beta = 60^\circ$, 变截面通道楔形角为 3.5° .

实验件由热导率较大的杜拉铝 (96Al-4Cu, 微量 Mg) 加工而成, 该材料具有导热性能好, 硬度大等特点. 实验件结构如图 2 和图 3 所示.

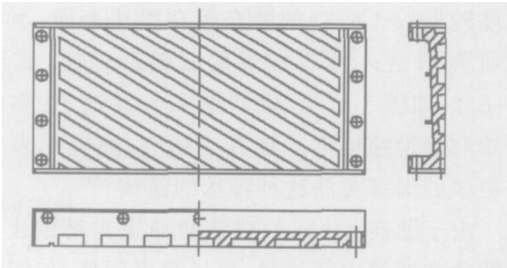


图 2 交错肋实验件 (变截面通道)
Fig. 2 Crossed rib model
(variable channel)

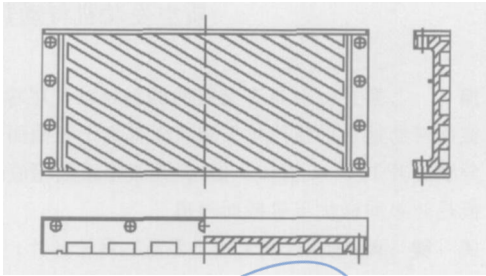
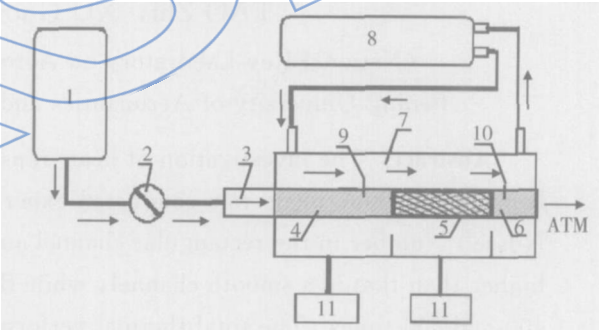


图 3 交错肋实验件 (等截面通道)
Fig. 3 Crossed rib model
(rectangular channel)

1.1 换热实验

本实验的实验装置如图 4 所示.



1- 压气机 2 浮子流量计 3 稳压腔 4 进口段 5 试验件
6 出口段 7 蒸汽腔 8 蒸汽锅炉 9 热电偶 10 热电偶
11 冷凝水收集装置 → 冷却气体回路 → 水蒸汽回路

图 4 实验方案示意图
Fig. 4 Schematic of test facility

实验采用水蒸汽凝结换热的方案, 将实验通道置于充满过热水蒸汽的腔内, 由于实验件壁厚足够小且导热系数大, 可以构造等壁温条件, 并且实验件壁温度近似认为恒等于饱和水蒸汽的温度, 即 $T_w = 100^\circ\text{C}$. 此外, 为了便于工程计算, 取实验件进口温度 T_{in} 作为特征温度, 通过实验件进口处布置的热点偶测量, 即 $T_r = T_{in}$, 则有 $q = h(T_w - T_{in})$. 实验中通过收集单位时间内通道外壁面产生的冷凝水的质量可以得到热流密度 $q = rm/AT$, 其中 r 为水蒸汽的汽化潜热, m 为时间 T

内收集到的冷凝水质量。

1.2 流阻实验

流阻实验采用压力表和流量计测得进口静压 p_1 以及进口流量 $\dot{m}$, 由 $\dot{m} = \rho u_1 A_1$, $p_1 = \rho R T_1$ 可得进口处的气流流速 u_1 , 再根据 $p_1^* = p_1 + \rho u_1^2 / 2$ 计算进口总压。出口处, 取实测的环境大气压 p_0 作为出口背压, 再由 $\dot{m} = \rho u_2 A_2$ 得出口处的气流流速 u_2 , 最后可根据出口处总压 $p_2^* = p_2 + \rho u_2^2 / 2$ 之后, 便可以根据公式 $\xi = (p_1^* - p_2^*) / (\rho u_1^2 / 2)$ 计算出通道的流阻系数 ξ 。

此外, 由于交错肋通道内部的特殊结构, 研究通道内部各处的压力分布对深入了解交错肋通道的流阻特性以及换热机理都有很大的意义, 同时对于叶片气膜孔的开设也有帮助, 因此, 本实验除了研究通道的整体流阻特性之外, 还对通道各处的压力分布进行了研究, 具体方案如下。

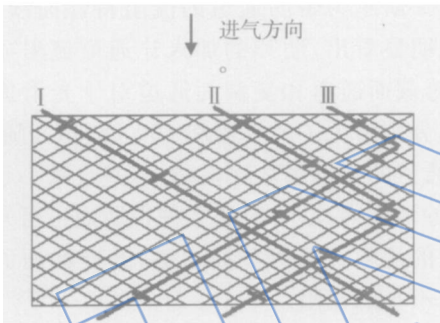


图 5 实验件测压点分布图

Fig. 5 Channel pressure measurement location

实验中选取了 3 条副通道进行实验, 其中, 通道 I 不存在折返, 通道 II 的折返点大致位于沿程中间点, 通道 III 的折返点靠近入口端。3 条副通道都布置了数个测点测量当地压力。图 5 为实验件各测压点的分布图。

2 实验结果及分析

实验在 $Re = 2000 \sim 30000$ 的范围内进行, 在对实验数据的处理过程中, 特征尺寸以不带肋的光滑通道的水力直径为准。实验件的换热面积也忽略了因为肋的存在带来的扩展面积, 仍以不带肋的光滑通道计算换热面积, 即 $D_e = 4S / F = 2WH / (W + H)$, $Re = \rho u D_e / \mu$, 换热系数 $h = rm / [A \tau (T_w - T_f)]$, 最后计算出努塞尔数 $Nu = h D_e \lambda$ 为了对沿程各处的局部换热系数进行一个粗略的了解, 实验件被平均分为 3 段, 从入口端开始计数。

2.1 换热特性

2.1.1 全局换热特性

图 6 所示为带肋通道的换热特性曲线, 由于肋片的加入破坏了边界层的形成和充分发展, 并且使流场中产生了二次流, 因此交错肋通道的换热效果相对于光滑通道而言有了很大的提升, 等截面通道和变截面通道的换热效果相对于不带肋的光滑通道分别有了 4~6 倍和 7 倍的提高。由于变截面通道的截面尺寸沿流向逐渐缩小, 通道内部的流动更加复杂, 气流的剧烈扰动有利于边界层的破坏和二次流的形成, 因此也有利于换热。此外, 由于变截面通道中, 通道壁面与来流方向成一定角度, 冷却气体流入通道时, 在入口段对通道壁面造成的冲击效果同样带来了换热效果的强化。故变截面通道的换热效果明显优于等截面通道。

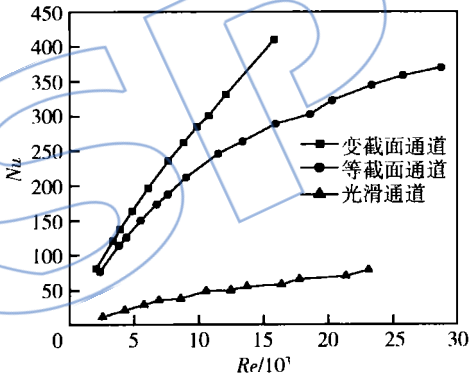


图 6 交错肋通道换热特性

Fig. 6 Heat transfer characteristic

2.1.2 局部换热特性

图 7 分别给出了 2 个带肋通道沿程各段的局部 Nu 数与全局 Nu 的对比。从图中可以看出, 对于等截面通道而言, 由于内部的肋的排布形式一致, 所以通道内部各段的的结构形式保持一致, 最终得到的沿程各处的局部 Nu 数趋于一致, 这样可以使通道壁面温度趋于一致, 防止热应力集中, 对于航空发动机涡轮叶片的可靠性和寿命都有着很大的好处。此前国外部分研究人员对等截面交错肋通道进行的实验研究也得出了相同的结论^[4]。

变截面通道沿程各处的局部 Nu 数沿流向逐渐减小, 且随着 Re 数的增大, 各段的局部 Nu 数增加幅度也近似保持一致。由于通道截面面积沿流向逐渐缩小, 因此沿流动方向各处的气流速度逐渐增大, 局部 Re 数也随之增大, 换热系数应该沿流向增大。但是由于肋带来的扩展面积对强化换热也有很大贡献, 随着通道截面面积的缩小, 由

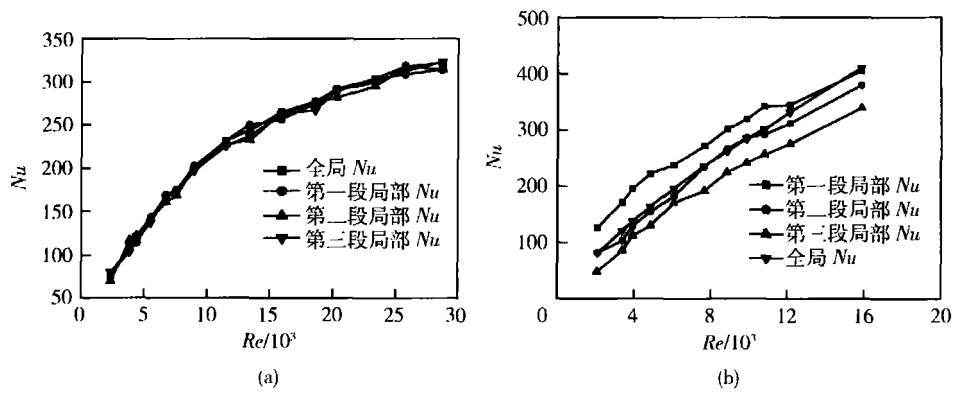


图 7 带肋通道局部 Nu 与全局 Nu 对比

Fig. 7 Local and overall heat transfer vs. Reynolds number

肋片带来的扩展面积也随之减小, 所以实验通道入口部分的实际有效换热面积大于出口部分, 而前已提及, 在本实验在计算换热系数时选用的换热面积是以光滑通道的换热面积为准的, 并没有考虑肋带来的扩展面积, 所以计算出来的沿程各段局部 Nu 数沿流向逐渐减小。

若将整个实验通道以平行于入口截面的平面划分为若干微元通道. 记每一段微元通道的通道长度为 dL , 通道截面周长(不计算肋的光滑通道周长) 为 F , 实际的湿周长为 F' , 则每一段的实际换热面积为 $A = F' dL$, 实际计算中采用的光滑通道换热面积为 $A_0 = F dL$, 故有效换热面积与光滑通道换热面积之比为 $A/A_0 = F' dL / F dL = F'/F$. 图 8 给出了通道沿程各处的有效换热面积与光滑通道换热面积之比, 通道沿程各处的有效换热面积逐渐减小。

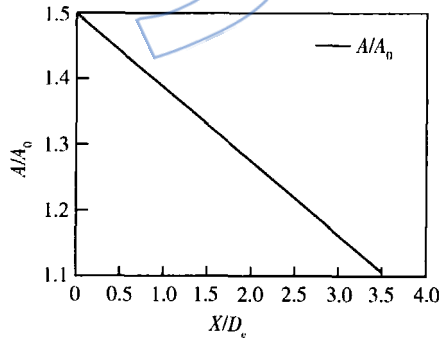


图 8 变截面通道沿程有效换热面积与光滑通道换热面积比

Fig. 8 Ratio of effective area and area of smooth channel

此外, 由于变截面通道的壁面与来流方向成一定角度, 在通道入口部分, 来流对通道壁面产生冲击, 这种额外的进口效应又带来强化换热的效果. 由此可见, 变截面通道的沿程局部换热系数受

到以上 3 点原因的共同影响, 三者的综合作用下得到沿流动方向换热系数逐渐减小的结论。

2.2 流阻特性

2.2.1 全局流阻特性

图 9 所示为带肋通道的流阻特性曲线, 从图中可以明显看出, 肋片的加入让通道流阻显著的增大, 等截面通道和变截面通道对于光滑通道而言流阻分别增大了 400 倍和 600 倍左右. 随着 Re 增大, 通道的流阻系数逐渐减小, 并且减小趋势随着 Re 的增大而减小. 对比 2 种带肋通道可知变截面通道的流阻大于等截面通道, 通道截面的渐缩带来了不小的流阻。

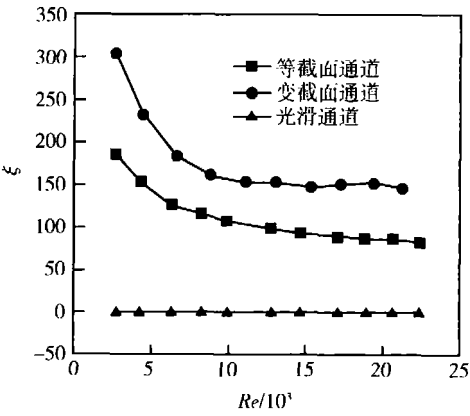


图 9 交错肋通道流阻特性

Fig. 9 Flow resistance characteristic

2.2.2 局部流阻特性

图 10 给出了不同 Re 下等截面带肋通道 3 条副通道各点局部压力与进口压力之比 p/p_{in} . 对于通道 I, 由于中途不存在折返点, 因此沿程压力逐渐减小. 对于通道 II, 沿程压力整体上也呈现出逐渐下降的趋势, 但在折返点之前存在一段压力升高, 这是因为折返点处气流由于碰壁而发生翻转,

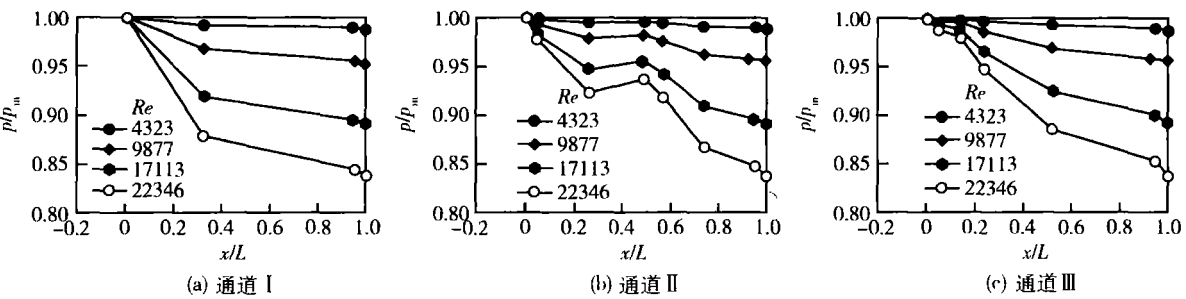


图 10 等截面交错肋通道沿程压力分布
Fig. 10 Local pressure of rectangular channel

折返点当地气流速度降低, 因此静压升高. 通道 III 也存在折返点, 其沿程压力分布趋势类似与通道 II, 由于实验件尺寸的限制, 在折返点之前没有布置测点, 因此从实验所得的图线中看不出折返点前静压回升的趋势.

变截面带肋通道的压力分布情况类似于等截面通道, 只是由于通道渐缩使流阻增大, 所以变截面通道沿程的压力下降趋势都比等截面通道明显, 此处不再列出图线.

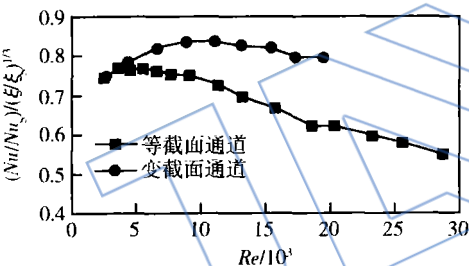


图 11 综合换热效果对比
Fig. 11 Total thermal performance vs. Reynolds number

2.3 综合换热效果

由于肋片的加入在强化换热的同时也增大了流阻, 为了综合评价通道的换热效果, 引入 $\eta = (Nu/Nu_s)/(\xi/\xi_s)^{1/3}$, 实验结果表明, 等截面通道的 η 值在 0.6~0.75 之间, 变截面通道的 η 值为 0.8 左右. 变截面通道的综合换热效果优于等截面通道, 如图 11 所示.

3 结 论

(1) 交错肋的加入对通道的换热效果有了显著提高, 等截面通道和变截面通道的 Nu 数相对

于光滑通道分别有了 4~6 倍和 7 倍的提高, 变截面通道的换热效果优于等截面通道.

(2) 对于等截面通道, 沿程各处局部换热系数趋于一致; 而对于变截面通道而言, 沿流向的局部 Nu 数逐渐减小.

(3) 等截面带肋通道和变截面带肋通道的流阻系数比光滑通道分别提高了 400 倍和 600 倍左右, 变截面通道的流阻大于等截面通道.

(4) 交错肋通道内部各点的局部压力大致呈现出沿流向减小的趋势, 通道内压力变化最复杂的区域出现在通道壁面附近, 气流在碰壁翻转之前有一小段压力回升的过程.

(5) 等截面通道的 η 值在 0.6~0.75 之间, 变截面通道的 η 值为 0.8 左右, 变截面通道的综合换热效果优于等截面通道.

参考文献:

[1] Webb R L, Eckert E R G, Goldstein R J. Heat transfer and friction in tubes with repeated-rib roughness[J]. Int. Heat Mass Transfer, 1971, 14: 601-617.
[2] Han J C, Zhang Y M, Lee C P. Augmented heat transfer square channels with parallel, crossed, and V-shaped ribs [J]. Int. Journal of Heat and Mass Transfer, 1991, 113(3).
[3] Han J C, Glicksman L R, Rohsenow W M. An investigation of heat transfer and friction for rib roughened surfaces[J]. Int. Journal of Heat and Mass Transfer, 1978.
[4] Bunker R S. Lattice-work (vortex) cooling effectiveness[J]. Int. Journal of Turbomachinery, 2005, 127(471).
[5] 张勃, 吉洪湖, 张靖周, 等. 网格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.