

文章编号: 1000-8055(2004)04-0520-05

多孔层板冷却有效性的研究

全栋梁, 刘松龄, 李江海, 许都纯, 游绍坤
(西北工业大学 动力与能源学院, 陕西 西安 710072)

摘要: 在大尺寸低速回流风洞中对应用于涡轮叶片的 2 种绕流结构 4 块单双层多孔层板进行了流阻特性和冷却有效性的实验研究, 结果表明多孔层板有很高的冷却有效性, 流阻的大小和冷却有效性的高低主要取决于多孔层板的开孔率, 开孔率越大, 流阻越小, 冷却有效性越高。本文所设计的层板结构参数和试验结果对层板在航空发动机涡轮叶片中的应用有参考价值。

关键词: 航空、航天推进系统; 涡轮叶片; 多孔层板; 流阻特性; 冷却有效性

中图分类号: V 231. 1

文献标识码: A

Experimental Investigation of Cooling Effectiveness of Laminate Porous Plates

QUAN Dong-liang, LIU Song-Ling, LI Jiang-hai,
XU Du-chun, YOU Shao-kun

(College of Propulsion and Energy, Northwestern Polytechnical University,
Xi'an 710072, China)

Abstract: Four typical configurations of laminate plates for ultra-high temperature turbine blade were made and tested in a large scale low speed closed-circuit wind tunnel. The internal flow resistance and the cooling effectiveness were obtained. The experimental results showed that very high cooling effectiveness can be achieved by using laminate plates and the ratio of the hole area to the plate area plays the most important role in determination of the cooling effectiveness and the internal flow resistances, the higher the ratio, the smaller the resistance and the higher cooling effectiveness. The research results are of reference value for the application of the laminate plates to aero-engine turbine blade.

Key words: aerospace propulsion system; turbine blade; laminate porous plate;
flow resistance; cooling effectiveness

多孔层板集冲击冷却、对流冷却和气膜冷却于一体, 具有冷气消耗量少、冷却效率高的优点, 因而越来越受到重视^[1, 2]。美、俄等国的层板冷却技术已进入实际应用阶段^[3], 但更深入的研究仍

在继续, 以期更准确理解层板的强化换热的机理。目前的研究集中在内部结构的传热优化设计及冷却有效性的提高上, Sweeney P C 等^[4]应用红外热成像测温技术获取了 2 种绕流形式的雪花型层

收稿日期: 2003- 08- 22; 修订日期: 2003- 12- 01

基金项目: 国防“973”资助项目(JC2000050500501); 西北工业大学博士论文创新基金(CX200315)

作者简介: 全栋梁(1976-), 男, 浙江杭州人, 西北工业大学动力与能源学院博士生, 主要从事航空发动机高温部件冷却技术试验与数值模拟研究

板结构的冷却有效性, 研究了绕流形式和出气孔喷射角度对冷却有效性的影响。Funazaki K 等^[5,6]应用窄带液晶测试技术研究了层板内部通道强化换热, 并且应用商用 CFD 软件 CFX4.4 对不同通道高度和扰流柱排布方式的层板结构进行了数值模拟和传热优化分析。国内郁新华等^[7]对放大模型层板结构的流阻特性和内部换热规律进行了大量的实验研究, 何家德等^[8]应用瞬态测试技术研究了多孔层板的换热特性。本文在文献^[7]研究的基础上, 设计了 2 种绕流结构的 4 块单双层层板试验件, 在低速风洞中进行了冷却有效性试验, 给出了试验结果, 并对试验结果进行了分析。

1 实验设备和试验件

在叶片真实工作环境中, 外侧主流是燃气, 考虑到实际条件的限制, 本实验中的主流为冷流, 而对冷气进行加热。在较小的温差下, 物性的影响可以忽略, 实验工况和主流加热仍可保持相似。图 1 给出了实验装置示意图, 冷气由压气机提供, 经过加热过滤后流过层板试验件, 主流系统由大尺寸低速回流式风洞构成, 包括收缩段, 实验段, 扩张段, 风机和冷却器。实验过程中保持主流速度为 40 m/s 左右, 温度为室温。冷气加热至高于主流 30°C 左右, 通过调节冷气管路的流量改变层板两侧的压比或吹风比。

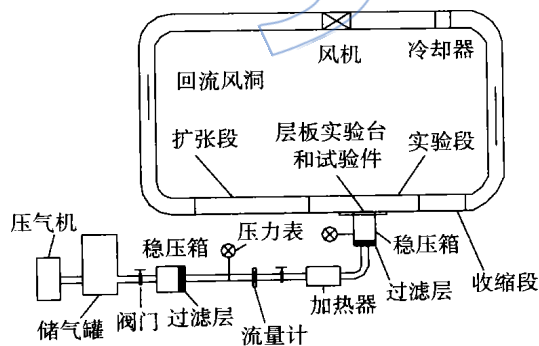


图 1 实验装置示意图

Fig 1 Laminar cooling effectiveness test rig

在文献^[7]对放大模型层板结构研究结果的基础上, 设计了 2 种绕流形式(B 型和 C 型)的层板结构, 每种绕流形式单层板和双层板各一块, 图 2 给出了绕流形式示意图, 图中黑色圆代表进气孔, 白色圆代表出气孔。试验件是经过光绘制版、电化学腐蚀和真空扩散焊接而成, 外观为两面多孔的方形平板, 其外观尺寸为 120 mm × 120 mm,

有效迎风面积为 96 mm × 96 mm, 以进气孔孔径 D 作为基准的内部结构尺寸如下: 通道高度 $H = 0.6D$, 进气板和出气板厚度均为 $H_1 = 0.8D$, 扰流柱直径 $A = 1.2D$, 绕流柱间距 $T = 2.4D$, B 型层板孔间距 $S = 4.8D$, C 型层板孔间距 $S = 9.6D$ 。在层板燃气侧表面焊有 6 支热电偶, 并且呈三角形分布, 以最大可能减少对主流的干扰。实验数据经数据转换板转换为数值信号后由计算机自动采集处理。

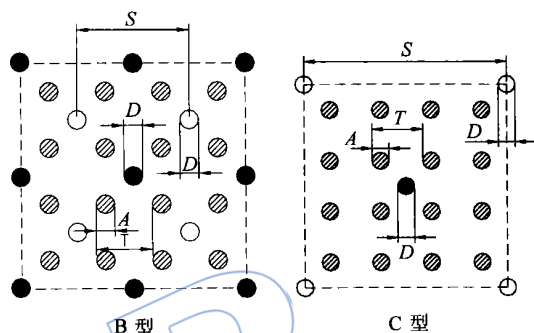


图 2 B 型和 C 型绕流方式示意图

Fig 2 Schematic of the laminated porous plates

2 试验数据处理方式

2.1 流阻数据处理

文献^[7]按多孔介质沿程阻力关系式整理了层板放大模型流阻实验数据, 指出对于确定的一种层板结构, $\frac{(p_1^2 - p_2^2) \cdot d}{\mu R \bar{T} m}$ 与 $\frac{mL}{\mu}$ 之间为线性关系, 即: $\frac{(p_1^2 - p_2^2) \cdot d}{\mu R \bar{T} m} = a + b \frac{mL}{\mu}$, a, b 为常数。这里, p_1 为进气边的静压, p_2 为出气边的静压, m 为层板单位迎风面积上的质量流量, L 为层板总厚度, d 为孔径, R 为气体常数, μ 为气体动力粘性系数, $\bar{T}$ 为流经层板的气体平均温度。本文亦按此种方法处理实验中的流阻数据。

2.2 冷效数据处理

冷却有效性(简称冷效)定义为:

$$\eta = (T_g - T_w) / (T_g - T_c) \quad (1)$$

式中 T_g 为燃气(主流)温度, T_w 为层板燃气侧平均壁温, T_c 为冷气温度。通常冷效可表示为压比或吹风比的函数, 压比和吹风比分别定义为:

$$P_r = P_2 / P_1 \quad (2)$$

$$Br = \rho_{ch} V_{ch} / \rho_g V_g \quad (3)$$

式中 P_2 为层板冷气侧静压, P_1 为层板燃气侧静

压。 $\rho_{ch}V_{ch}$ 是层板出气孔中的冷气密流, ρ_gV_g 是燃气的密流。压比与吹风比有一定的联系, 在层板出现气动堵塞前, 提高压比使通过层板的流量增大, 吹风比也随之提高。

除压比和吹风比之外, 层板的冷效还可以表示为更为综合的参数 f 的函数。略去层板两侧壁温的差别, 并以 T_w 表示其壁温, 假设层板前冷气温度为 T_c , 流经层板后冷气温度升至 T_{c2} , 燃气温度为 T_{g0} 。不考虑冷气侧的换热, 则有:

$$h_g(T_{aw} - T_w) = \dot{m}_c c_{pc} \quad (4)$$

其中, T_{aw} 为燃气侧绝热壁温, $\dot{m}_c$ 为层板单位迎风面积上冷气的密流, c_{pc} 为冷气定压比热容。引入燃气侧气膜冷却效率 η 和层板内部换热效率 η_i , η 和 η_i 定义如下:

$$\eta = (T_{aw} - T_g)/(T_{c2} - T_g) \quad (5)$$

$$\eta_i = (T_{c2} - T_c)/(T_w - T_c) \quad (6)$$

由公式(4)~(6)结合冷却有效性的定义可以导出:

$$\eta = 1 - \frac{1 - \eta_i}{\frac{\dot{m}_c c_{pc} \eta}{h_g} + 1 - \eta_i \eta} = 1 - \frac{1 - \eta_i}{\frac{1}{St} \cdot \frac{\rho_{vc}}{\rho_g V_g} \cdot \frac{C_{pc}}{C_{pg}} \cdot \eta + 1 - \eta_i \eta} \quad (7)$$

令

$$f = \frac{1}{St} \cdot \frac{\rho_{vc}}{\rho_g V_g} \cdot \frac{C_{pc}}{C_{pg}}$$

可得:

$$\eta = 1 - \frac{1 - \eta_i}{f \cdot \eta + 1 - \eta_i \eta} = 1 - \frac{1}{\eta + \frac{f - 1}{1 - \eta_i} \cdot \eta + \frac{1}{1 - \eta_i}} \quad (8)$$

其中, C_{pg} 为燃气的定压比热容, ρ_{vc} 和 $\rho_g V_g$ 分别是层板迎风面积上的冷气密流和燃气密流, h_g 是层板燃气侧换热系数, St 是层板燃气侧斯坦顿数。从 f 的定义可以看出其包含了冷气与燃气的密流比和描述燃气侧换热的 St 数, 是一个综合性的参数。在本文的实验工况下, f 大于 1。从式(8)可以看出冷效随 f 值的增大而提高。增大冷气与燃气的密流比, 减小燃气侧换热系数有助于提高冷效。从式(8)还可以看出, 燃气侧气膜冷却效率 η 和层板内部换热效率 η_i 的增大均有助于提高冷效。 η 越大, 气膜的覆盖效果越好, 冷却效果越好, η 的提高一般是通过改进层板出气孔排布方式和喷射角度实现的。 η_i 则表征了层板内部

的换热效果, η 越大, 冷气的热容就利用的越充分, 冷却效果就越好。 η 和层板的内部结构尺寸密切相关, 层板结构的优化设计主要就是为了提高 η_i 。

3 实验结果及分析

图 3 按压力平方差关系式给出了 4 块层板的流阻特性曲线。scb1522 和 dcb1522 分别是 B 型单层和双层层板, scc1522 和 dcc1522 则是 C 型单层和双层层板。随着层板两侧压差的增大, 通过这 4 块层板的空气流量也增大, 在不同的进出口压力下, $\frac{(p_1^2 - p_2^2) \cdot d}{\mu R \bar{T} m}$ 与 $\frac{\dot{m} L}{\mu}$ 基本上呈线性关系, 曲线的斜率和截距仅与层板本身的结构有关。在实际应用中, 知道这条直线的斜率和截距, 根据具体工况, 就可求出该工况下的通过层板的气体流量,

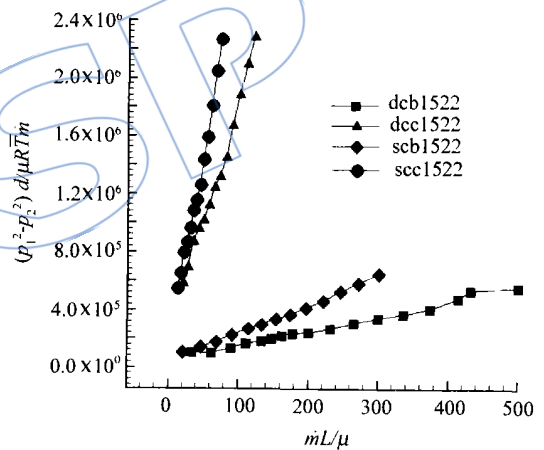


图 3 层板流阻特性曲线

Fig 3 Experimental results of flow resistance

进而可以进行该层板的冷却有效性计算, 指导真实层板的设计。图中 B 型层板曲线的斜率较 C 型层板要小得多, 表明 B 型层板的流阻要比 C 型层板小得多, 这两种层板结构的差别是孔间距与孔径比或者说开孔率不同, B 型层板的开孔率为 C 型层板的 4 倍, 这表明层板结构流阻大小很大程度上决定于开孔率。这一结论和文献[7]对放大模型的研究结论是一致的。对于相同类型层板, 双层层板的流阻大于单层板, 但在图 4 中单层板曲线斜率要大于双层层板, 这主要是由于虽然相同的压差下, 通过单层层板的流量要大于通过双层层板的流量, 表现出参数 $\frac{(p_1^2 - p_2^2) \cdot d}{\mu R \bar{T} m}$ 的增大, 但是层板的厚度 L 从单层到双层是增加的, 使得 $\frac{\dot{m} L}{\mu}$ 也

依次增加的缘故所致。

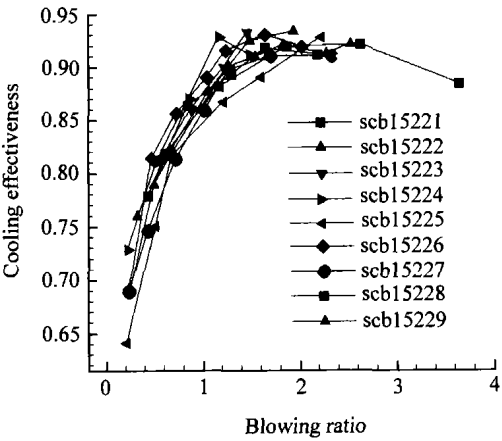


图 4 B 型单层板冷效与吹风比关系图

Fig 4 η_V versus $B r$ of B type, single layer

研究中对每一种层板结构都重复进行多次冷效实验。图 4 给出了 B 型单层板 scb1522 冷效与吹风比的关系图, 图中标识的最后一位数字表示实验序号。从图中可以看出随着吹风比的增大, 层板冷却有效性也增大。在较小的吹风比下, 冷效随着吹风比的增大很快增长, 当吹风比为 0.2 左右时, 冷效在 0.7 左右, 吹风比上升到 1.2 左右时,

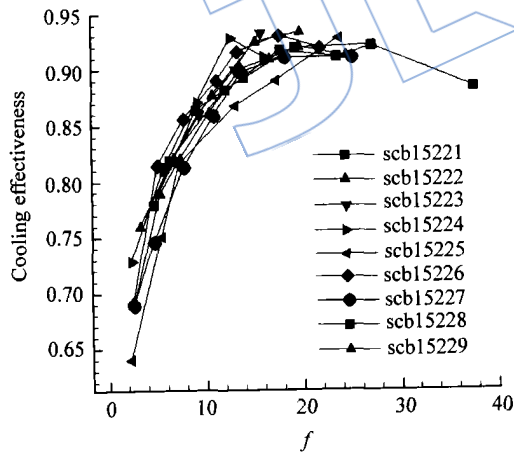


图 5 B 型单层板冷效与参数 f 关系图

Fig 5 η_V versus f of B type, single layer

冷效达到最大值 0.9 左右。进一步提高吹风比, 冷效趋于平稳, 并且略有下降趋势, 原因主要是层板试验件的出气孔是垂直于壁面, 当吹风比大到一定程度, 冷气膜覆盖很差, 气膜冷却效率降低低, 进而造成冷效有下降的趋势。冷效随压比和冷效随参数 f 的变化趋势基本上和冷效随吹风比的变化趋势相同, 图 5 给出了 B 型单层板冷效与参

数 f 的关系图, 可以看出, 在 f 小于 14, 冷效随着 f 数的增大而迅速增大, 当 f 大于 14 时, 再增大 f 数, 冷效基本保持不变, 略有下降趋势。

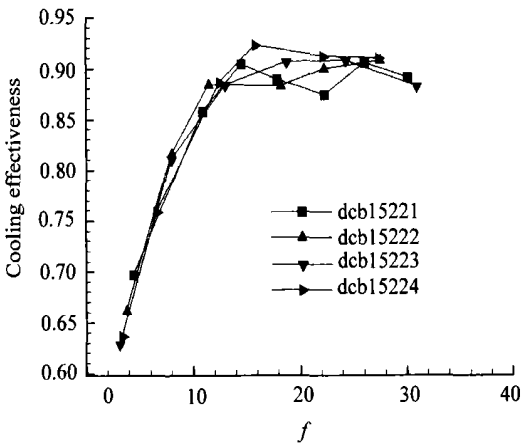


图 6 B 型双层板冷效与参数 f 关系图

Fig 6 η_V versus f of B type, double layer

图 6 给出了 B 型双层板冷效与参数 f 的关系图, 可以看出冷效随 f 变化趋势和 B 型单层层板很相似, 在 f 小于 14 左右, 冷效随着 f 数的增大而迅速增大, 当 f 大于 14 时, 再增大 f 数, 冷效基本保持不变, 略有下降趋势。对比图 5 和图 6, B 型单双层层板冷效很接近, 最大值为 0.9 左右。从理论上讲, 在相同的吹风比或参数 f 下, 具有相同开孔率的双层层板应该比单层层板具有更高的冷却效率, 因为随着层板层数的增加, 内部具有更多的换热表面, 冷气沿程吸收热量更为充分, 利用更为有效, 使得双层板燃气侧壁温较单层层板更低。郁新华^[7]运用多孔介质一维模型对层板层数对其冷效的影响做了研究, 得出了在相同吹风比下, 双层层板冷效要略高于单层层板, 在相同压比下, 两者很接近的结论。在本文实验中 B 型单双层层板冷效差别在实验的误差范围之内, 因而从实验结果看不出两者的差别。

图 7 和图 8 分别给出了 C 型单层板和双层板冷效与参数 f 的关系图, 其总体趋势和 B 型层板类似, 在 f 数小于 7 左右, 冷效随着 f 数的增大而较快增大, 当 f 大于 7 时, 冷效增大趋势减缓。从图中可以看出 C 型单层板冷效最大值为 0.65 左右, C 型双层板冷效最大值为 0.7 左右, 较 B 型层板的 0.9 要低得多, 这主要是由于 B 型层板的开孔率是 C 型层板的 4 倍, 流阻要较 C 型层板小得多, 通过 B 层板的冷气量要大于通过 C 型层板的冷气量, 因而, B 型层板具有更高的冷却有效

性。对比图 7 和图 8, 可以看出 C 型双层板较 C 型单层板具有更高的冷却有效性, 这个差别较 B 型单双层板的差别要大得多, 这是因为 C 型层板流阻较大, 单位迎风面积上的冷气量较 B 型层板要小得多, 此时双层板相对单层板更能充分利用冷气热容, 带走更多热量, 因而层数影响较 B 型层板更为显著。

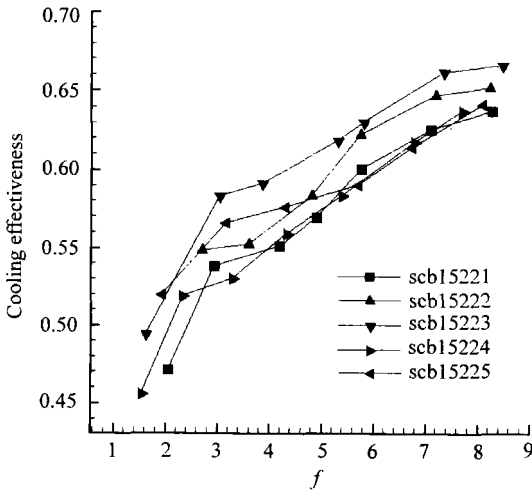


图 7 C 型单层板冷效与参数 f 关系图

Fig 7 η_V versus f of C type, single layer

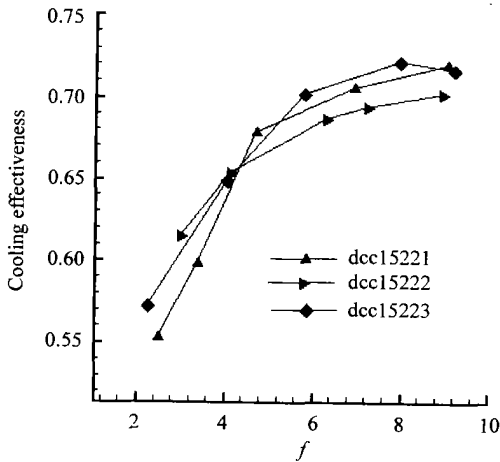


图 8 C 型双层板冷效与参数 f 关系图

Fig 8 η_V versus f of C type, double layer

从已有关于层板冷却特性的研究来看, 其冷却有效性都很高。Allison 公司早期曾对采用全气膜多孔层板制成不同型号的燃烧室进行冷效实验, 发现其冷效可达 0.7~0.9 之间。Allison 公司在近期应用红外技术对雪花型层板结构进行了冷效实验^[4], 其孔间距与孔径之比 s/D 为 10.5 的

层板结构的跨向冷效平均值在 0.6 至 0.7 之间, s/D 为 14.8 的层板结构的跨向冷效平均值在 0.5 至 0.6 之间。本文研究的 B 型的孔间距比 s/D 为 4.8, C 型层板的孔间距比为 9.6, 开孔率均大于文献[4]研究的雪花型层板结构, 因而冷效也较文献[4]的高, 这部分表明本文所得的冷效结果是合理的。

4 结 论

(1) 开孔率是多孔层板流阻大小的决定因素, 开孔率越大, 流阻越小; 按压力平方差处理的流阻特性曲线, 其斜率与截距对某一具体层板结构而言是固定的, 具有工程应用价值。

(2) 多孔层板具有很高的冷却有效性, B 型层板冷效最大值在 0.9 左右, C 型层板冷效最大值在 0.7 左右, 冷效的高低主要取决于开孔率, 开孔率越大, 冷效越高。

(3) 在较小的参数 f 或吹风比下, 多孔层板的冷效随参数 f 或吹风比增大而迅速增大, 当参数 f 或吹风比大到一定程度, 继续增大参数 f 或吹风比, 冷效略有下降趋势。

参考文献

- [1] Nealy D A, Reider S B. Evaluation of Laminated Porous Wall Material for Combustor Liner Cooling[J]. Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Power, 1980, 102: 268-276
- [2] Rolls-Royce Aerospace Group. 喷气发动机第四版[M]. 北京: 罗尔斯-罗伊斯公司技术出版部, 1986
- [3] 桂忠楼, 张鑫华, 钟振纲, 等. 高效冷却单晶涡轮叶片制造技术的发展[J]. 航空工程与维修, 1998, 2: 11-13
- [4] Sweeney P C, Rhodes J F. An Infrared Technique for Evaluating Turbine Airfoil Cooling Designs[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2001, 122: 170-177
- [5] Funazaki K, Tarukawa Y, Kudo T. Heat Transfer Characteristics of an Integrated Cooling Configuration of Ultra-High Temperature Turbine Blades: Experimental and Numerical Investigations[R]. 2001- GT-0148, 2001
- [6] Funazaki K, Hachlya K. Systematic Numerical Studies on Heat Transfer and Aerodynamic Characteristics of Impingement Cooling Devices Combined with Pins[R]. 2003- GT-38256, 2003
- [7] 郁新华. 层板冷却特性的研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2001
- [8] 何家德. 用瞬态测试技术研究多孔层板的换热特性[J]. 燃气涡轮试验与研究, 1999, 12(1): 21-24