

文章编号: 1000-8055(2004)0-0860-06

层板冷却结构强化换热机理

全栋梁, 刘松龄, 李江海

(西北工业大学 动力与能源学院, 陕西 西安 710072)

摘要: 应用简化的换热模型分析了影响层板冷却效果的因素, 得出了燃气侧气膜冷却效率 η , 层板内部换热效率 η 和参数 f 是影响冷效的决定因素。为了研究层板强化换热机理, 提高其内部换热效率 η 以优化层板传热设计, 本文在相同的两侧换热条件和冷气密流下, 对5种相同孔径、通道高度和开孔率, 不同内部绕流形式的层板结构和1种双层壁结构进行了流固耦合传热计算, 得到了其综合冷却效率。结果表明层板结构的综合冷却效率明显高于双层壁; 冷气沿程吸热焓增带走了大部分从燃气侧进入层板的热, 并且冷气与层板内表面的换热主要发生在出气板上, 扰流柱的存在增加了换热面积, 一定程度上增强了换热; 合理设计绕流结构有利于改善层板的热均匀性。

关键词: 航空、航天推进系统; 冷却系统; 层板; 综合冷却效率; 数值模拟

中图分类号: V 231.1

文献标识码: A

Numerical Investigation on Mechanism of Heat Transfer Augmentation in Lam illoy

QUAN Dong-liang, L U Song-ling, L I Jiang-hai

(College of Engine and Energy, Northw estern Polytechnical U niversity,
Xi'an 710072)

Abstract: A simplified heat transfer model was used to analyze L am illoy cooling characteristics. The results show that the parameter f , adiabatic effectiveness of film cooling at gas side and the internal heat transfer efficiency are important parameters in the design optimization. In order to learn how the internal flow patterns affect the overall cooling effectiveness of L am illoy, conjugate numerical simulation were carried out for a double wall without pin fin and five L am illoy cooling configurations with the same hole diameter, spacing and pin fin height. The numerical results show that L am illoy have higher cooling effectiveness than the double wall. The coolant through the walls took off most of the heat, transferred from hot gas to the L am illoy, and the heat transfer on internal surface of outlet plate was the major mechanism to remove the heat. The existence of pin fin increases heat transfer area and the amount of heat transfer in L am illoy, and the uniformity of temperature in L am illoy can be improved by proper design of pin fin.

Key words: aerospace propulsion system; cooling system; lam illoy;
overall cooling effectiveness; numerical simulation

收稿日期: 2003- 12- 01; **修订日期:** 2004- 03- 26

基金项目: 国家“973”基金资助项目(JC2000050500501); 西北工业大学博士论文创新基金资助项目(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的传热和冷却技术研究

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]。美、俄等国的层板冷却技术已在涡轮叶片上进入实际应用阶段^[2], 但更深入的研究仍在继续。图1给出了AADC公司的一

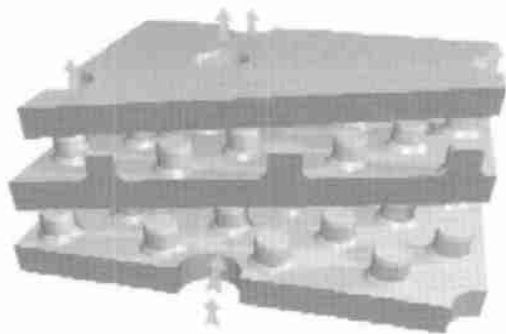


图1 AADC 公司层板结构示意图

Fig 1 A typical configuration of Laminar Air Cooled (Lam ilbo) of AADC

种典型层板结构。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。数值模拟在层板结构的优化设计中应用日益广泛。Funazaki 等^[3,4]对不同内部几何参数的层板结构进行了数值模拟和传热优化分析。全栋梁等^[5,6]对层板内部复杂流场进行了数值模拟, 尝试通过数值计算获得层板结构的流阻特性和冷却特性。本文在已有研究的基础上, 运用简化的层板传热模型分析了影响其冷却效果的因素, 然后对相同孔径、通道高度和开孔率, 不同内部绕流形式的5种层板结构和1种双层壁结构进行了流固耦合传热计算, 得到了各冷却结构的综合冷却效率; 研究了层板结构中绕流柱的作用, 揭示了层板强化换热的机理, 为层板的传热优化设计提供参考。

1 层板传热分析的简化模型

如图2所示, 将层板看作均质多孔介质, 为建立简化模型, 略去其两侧壁温的差别, 并以 T_w 表示其壁温, 不考虑冷气在流入层板前的温升, 令冷

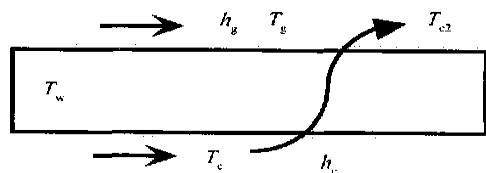


图2 层板结构简化模型示意图

Fig 2 Simplified heat transfer model of Laminar Air Cooled (Lam ilbo)

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_g 。由能量平衡可写出:

$$h_g(T_{aw} - T_w) = \dot{m}_c c_{pc}(T_{c2} - T_w) + h_c(T_w - T_c) \quad (1)$$

式中, 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, h_c 和 h_g 分别是层板冷气侧和燃气侧的换热系数。引入综合冷却效率 η 、燃气侧气膜冷却效率 η 和层板内部换热效率 η , η 、 η 和 η 分别定义如下:

$$\eta = \frac{T_g - T_w}{T_g - T_c} \quad (2)$$

$$\eta = \frac{T_{aw} - T_g}{T_c - T_g} \quad (3)$$

$$\eta = \frac{T_{c2} - T_c}{T_w - T_c} \quad (4)$$

由式(1)~(4)可以导出:

$$\eta = 1 - \frac{1 - \eta}{\frac{\dot{m}_c c_{pc} \eta}{h_g} + 1 - \eta \eta + \frac{h_c}{h_g}} = 1 - \frac{1 - \eta}{\frac{1}{St} \cdot \frac{\rho V_c}{\rho_g V_g} \cdot \frac{c_{pc}}{c_{pg}} \cdot \eta + 1 - \eta \eta + \frac{h_c}{h_g}} \quad (5)$$

令:

$$f = \frac{1}{St} \cdot \frac{\rho V_c}{\rho_g V_g} \cdot \frac{c_{pc}}{c_{pg}}$$

可得:

$$\eta = 1 - \frac{1}{\eta + \frac{f - 1}{1 - \eta} \cdot \eta + \frac{1 + \frac{h_c}{h_g}}{1 - \eta}} \quad (6)$$

其中, c_{pc} 为燃气的定压比热容, ρV_c 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, St 是层板燃气侧斯坦顿数。从 f 的定义可以看出其中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。一般情况下, f 大于 1, 从式(8)可以看出层板的冷效随 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, 增大冷气侧换热有助于提高冷效。燃气侧气膜冷却效率 η 和层板内部换热效率 η 的增大均有助于提高冷效。提高 η 意味着冷气膜在燃气侧的覆盖效果好, 其冷却效果自然提高。 η 则表征了层板内部的换热效果, η 越大, 冷气的热容就得到更充分的利用, 冷却效果也就越高。 η 和层板的内部结构尺寸密切相关, 层板结构的优化设计就是为了提高 η 。应当指出, 实际上层板两侧壁温有明显的差别, 因而式(6)不能用来估计其冷却效

果,建立上述简化模型的目的是为了展示影响层板冷效的主要参数。

2 数值模拟

已有的研究^[5,6]表明,数值计算可以较准确地获得层板结构的流阻特性和冷却特性。本文通过耦合传热计算方法,数值模拟了5种层板冷却结构和1种不包含绕流柱的双层壁冷却结构的冷却特性。这5种层板结构具有不同的内部绕流柱阵列,但进出气孔的排布方式相同,即具有相同的开孔率,在相同的冷气密流下,可以认为其气膜冷却效率相同,冷却效果的不同仅仅是由于不同的绕流柱阵列引起不同的内部冷却效率而导致的。

2.1 基本方程和湍流模型

采用三维雷诺平均守恒型 Navier-Stokes 方程。采用流固耦合计算,对流体域和固体域采用统一的控制方程,整场离散,整场求解。湍流模型采用 RNG- $k\epsilon$ 模型,壁面采用强化壁面处理^[7]。

2.2 物理模型和计算网格

图3给出了本文所计算的5种层板结构示意图。图中黑色的表示进气孔,白色的表示出气孔,

阴影部分为绕流柱,虚线所围部分是一个单元结构,箭头给出了气流流动方向。以进气孔孔径 d 作为基准,各结构内部尺寸如下:通道高度、进气板和出气板的厚度均为 $1d$,孔间距 $s = 9.6d$,A 型、B 型、C 型和 D 型的绕流柱直径分别为 $3.394d$, $2.4d$, $1.2d$ 和 $1.697d$ 。在一个单元体内,这4种结构绕流柱所占的横截面面积相同,但均小于 SN 1型层板。

为集中研究层板内部的流动与换热,计算域包括层板内部通道和进出气孔的流体部分和层板进出气板以及扰流柱等固体部分,但不包括位于层板两侧的燃气和冷气。层板结构几何上具有对称性,因此仅使用层板单元结构的 $1/8$ 作为计算域。在层板结构及其内部通道部分,采用四棱柱网格。在壁面附近采用边界层型网格,并使壁面上第一层网格中心的 y^+ 满足强化壁面处理的要求。图4以 SN 1为例,分别给出了其固体域和流体域的计算网格。

2.3 边界条件和计算工况

参照涡轮叶片实际工作环境,给定层板两侧来流温度和换热系数:燃气温度 $1\,900\text{ K}$,燃气侧

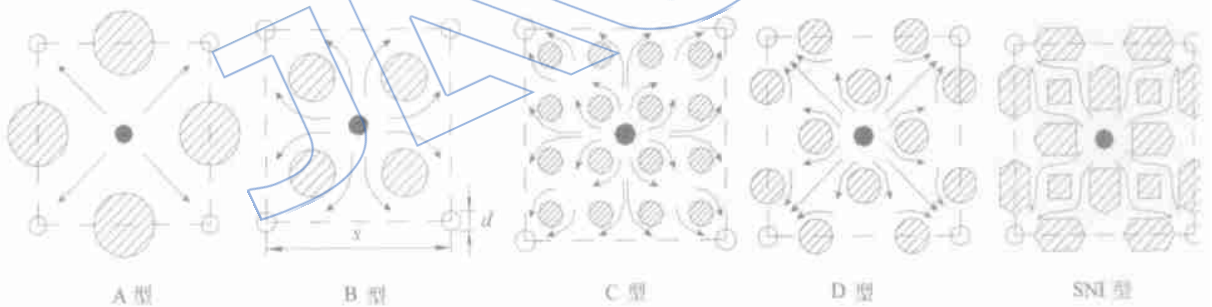


图3 各型绕流结构示意图

Fig 3 Schematic of different flow patterns of L am illoy

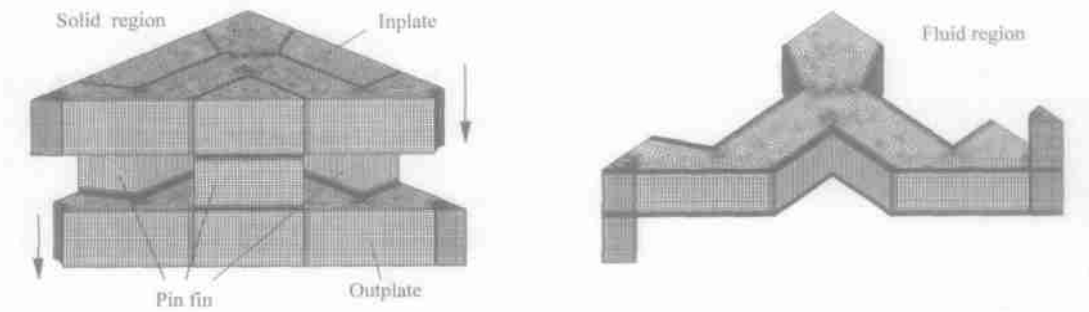


图4 SN 1型固体域和流体域计算网格

Fig 4 Numerical simulation grid for SN 1 L am illoy

换热系数 $3\,500\text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, 冷气温度 850 K , 冷气侧换热系数 $3\,000\text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ 。出气孔出口给定压力 $2\times 10^6\text{ Pa}$ 。对每种层板结构按不同的冷气燃气密流比分别计算了4种工况。计算域侧向均为对称边界条件, 但流体域和固体域分别指定。计算域内部固体域和流体域的交界面不需指定边界条件。

3 结果分析

3.1 综合冷却效率分析

按面积加权平均得到各冷却结构在不同冷气密流下燃气侧的平均壁温, 按式(2)计算得到综合冷却效率, 图5给出了综合冷却效率 η 和参数 f 的关系图。从图中可以看出, 各冷却结构的冷效 η 随着参数 f 的增大而增大, 但增大趋势不同。在 $f=1.9$ 时, 5种层板结构的冷效均在 $0.55\sim 0.58$ 之间, 但差别不大, 其中SN1型略高于其他4种, C型、D型次之, A型和B型略差。双层壁结构的冷效仅为 0.47 , 明显低于层板结构。这表明, 绕流柱的存在增强了冷气与内部表面的换热, 有助于冷却效率提高。随着 f 的增大, 双层壁结构和层板结构冷效的差别逐渐缩小, 各层板结构之间的冷效差别也逐渐缩小, 在 $f=6.5$ 时, 双层壁结构的冷效为 0.68 , 各层板结构的冷效均在 0.71 左右。

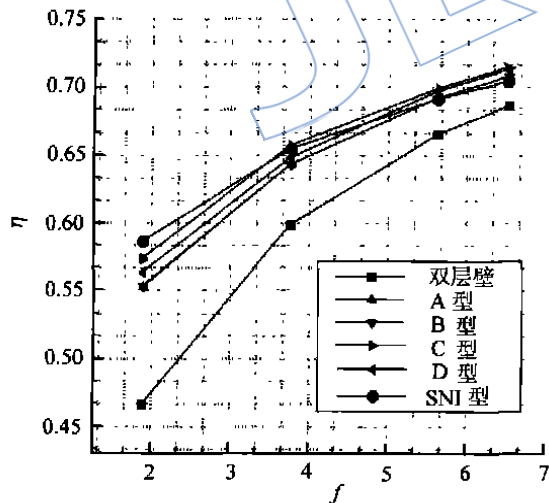


图5 综合冷却效率 η 和参数 f 关系图 ($\eta=0$)

Fig 5 η versus coefficient f ($\eta=0$)

将给定的燃气温度认为是绝热壁温, 根据式(3), 由冷气出口平均温度 T_{c2} 和气膜冷却效率 η 可以得出在该气膜冷却效率下的燃气温度, 进而根据式(2)可以得到考虑气膜冷却效率的综合冷却效率。图6给出 η 为 0.2 时综合冷却效率和参数 f 的关系图。从图中可以看出, 考虑气膜冷却效率

后, η 随参数 f 的变化的总体趋势和未考虑气膜冷却效率一致, 但对应的冷效有 $6\%\sim 9\%$ 的增加。

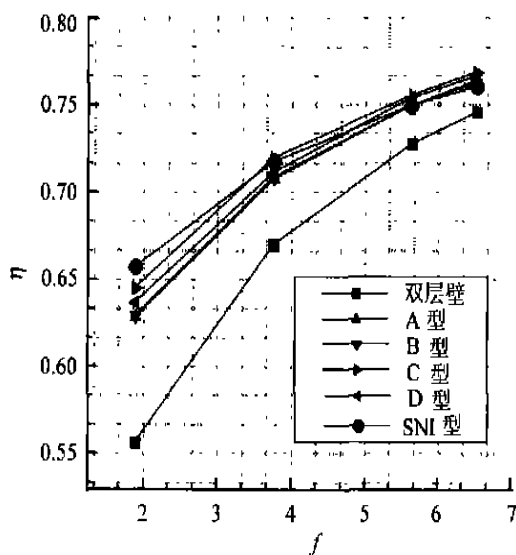


图6 综合冷却效率 η 和参数 f 关系图 ($\eta=0.2$)

Fig 6 η versus coefficient f ($\eta=0.2$)

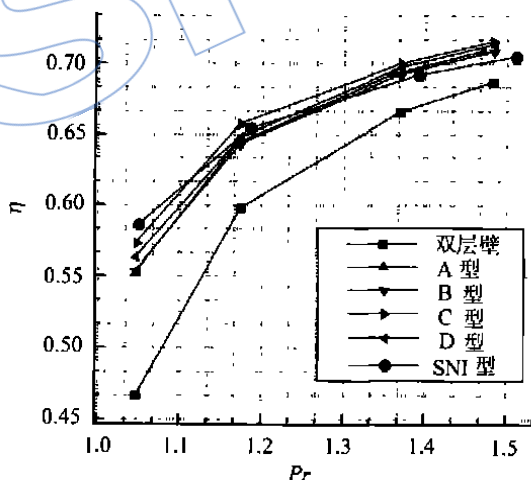


图7 综合冷却效率 η 和压比 Pr 关系图 ($\eta=0$)

Fig 7 η versus Pr ($\eta=0$)

图7给出了冷效 η 与压比 Pr 的关系。 Pr 为层板进口静压与出口静压的比值。从图中可以看出, 相同的冷气流下, 其压比差别不大。这是由于本文的层板结构具有相同的开孔率, 而层板的流阻主要取决于开孔率, 绕流形式和柱型对层板流阻影响不大。这与文献[5, 8]中的实验研究是一致的。

3.2 强化传热和热均匀性分析

由式(1)可知, 从燃气侧进入层板的热量一部分用于冷气的焓增, 另一部分则在冷气侧被冷气带走。定义:

$$Q_c = \frac{h_c(T_{wc} - T_c)}{h_g(T_g - T_{wg})} \times 100\%$$

$$Q_a = \frac{\dot{m}(C_{pcc}T_{out}^* - C_{pcc}T_{in}^*)}{h_g(T_g - T_{wg})} \times 100\%$$

其中, T_{wg} 和 T_{wc} 分别为燃气侧和冷气侧平均壁温, $\dot{m}$ 为冷气密流, T_{in}^* 和 C_{pcc} 为冷气进口的总温和定压比热容, T_{out}^* 和 C_{pcg} 为冷气出口的总温和定压比热容。图8给出了 Q_c 、 Q_a 与参数 f 的关系图。从图中可以看出, $f = 1.9$ 时, 燃气侧进入层板的热量绝大部分都被冷气带走, A 型、B 型、C 型和 D 型结构中均占 70% 以上, SN 1 型结构中冷气带走热量为 67% 左右, 双层壁内由冷气带走的热占 90%。随着 f 的增加, 各结构冷气带走热量的比重继续增大, 同时冷气侧换热比重减小, 在 $f = 6.5$ 时, 冷气带走热量的比重高达 86%~96%。

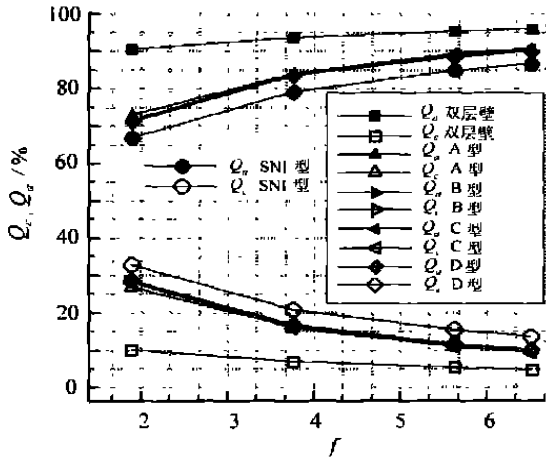


图8 换热量之比和参数 f 关系图

Fig 8 Q_c, Q_a Versus f

表1给出了在 $f = 5.6$ 时各结构的扰流柱壁面、进气孔侧壁、进气板内壁、出气孔侧壁、出气板内壁的换热量占冷气焓增的百分比。从表中可以

表1 $f = 5.6$ 时各冷却结构内部通道各表面换热量与冷气焓增的百分比

Table 1 Heat flux ratio on internal surfaces of Lam illoy when $f = 5.6$

	扰流柱 面/%	进气孔 侧壁/%	进气板 内壁/%	出气孔 侧壁/%	出气板 内壁/%	冷气焓 增/%	扰流柱 端面/%
A 型	12.3	1.9	5.4	4.6	75.8	100	0.15
B 型	15.6	2.0	6.4	4.4	71.6	100	0.16
C 型	26.5	1.8	7.5	3.7	60.5	100	0.20
D 型	20.8	2.0	6.5	4.0	66.7	100	0.18
SN 1 型	36.8	2.4	14.1	4.1	42.6	100	0.26
双层壁	0.0	0.9	5.8	4.3	89.0	100	0.0

看出, 冷气与壁面的换热主要发生在出气板内壁面, 这不难理解, 因为冷气从进气孔进入后直接冲击到出气板内壁, 换热很强烈。双层壁结构出气板内壁换热量比重最大, 达 89%, SN 1 型最小, 仅为 42.6%, 这是由于 SN 1 型绕流柱布置较密, 使得出气板上的换热面积减少所致。但同时使得 SN 1 型柱面面积较大, 进而使得 SN 1 型的柱面换热比重较其余层板要高。SN 1 型通道流通面积最小, 气流冲击反卷强烈, 使得进气板的换热量比重增大。进气孔和出气孔虽然换热系数比较大, 但由于面积比重小, 因而换热量比重都很小。表1中最后一列给出了通过绕流柱底面导入到出气板的热量与冷气焓增的比值, 可以看出绕流柱的导热作用十分微弱。绕流柱主要起增加换热表面, 增强气流扰动, 改善气流分布的作用。

图9给出了各冷却结构在不同 f 数下燃气侧冷气侧的壁温差 T^* ; $T^* = T_{wg} - T_{wc}$ 。从图中可以看出, 随着 f 的增加, 各冷却结构两侧温差都逐

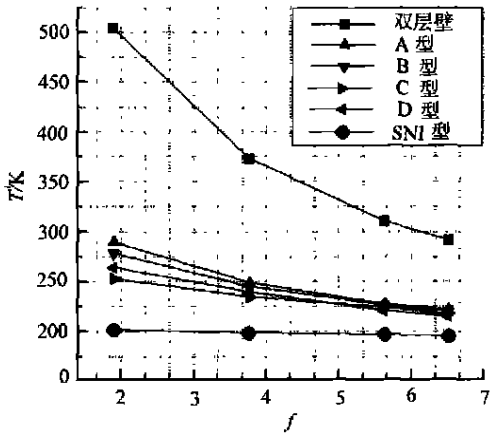


图9 燃气侧冷气侧壁温差与参数 f 关系图

Fig 9 Wall temperature difference versus f

渐减小。在相同的 f 数下, 双层壁壁温差别最大, SN 1 型差别最小, 其余 4 种结构居于双层壁和 SN 1 型层板之间, 在 f 数较小时, C 型最小, D 型次之, A 型最大, 随着 f 的增加, 四种结构两侧温差趋于一致。由上述结果可以看出, 绕流柱的存在可以有效降低层板两侧壁温差别, 提高层板热均匀性, 从而降低热应力。SN 1 型层板中呈雪花型分布的绕流柱阵列对气流起到了较好的分流和引导作用^[9], 使得其热均匀性最好。比较计算的各种层板结构, 可以看出在给定的冷气量下, SN 1 型层板具有和其他结构相近的冷却效率, 但热均匀性大大提高, 因而在实际应用中有明显优势。

4 结 论

(1) 分析简化的层板换热模型表明, 燃气侧气膜冷却效率 η , 层板内部换热效率 η 和参数 f 是影响层板冷效的决定因素, 提高 η , η 和 f 均有助于提高冷效。

(2) 冷气沿程吸热焓增带走了大部分从燃气侧进入层板的热, 冷气与层板内表面的换热主要发生在出气板上。

(3) 绕流柱的存在增加了换热面积, 一定程度上增强了换热, 合理设计绕流结构可显著改善

层板的热均匀性。

参考文献

- [1] 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物部, 1986: 37- 38
- [2] 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
- [3] Funazaki K, Tarukawa Y, Kudo T. Heat Transfer Characteristics of an Integrated Cooling Configuration of Ultra-High Temperature Turbine Blades: Experimental and Numerical Investigations[C]. 2001- GT- 0148, 2001.
- [4] Funazaki K, Hachlya K. Systematic Numerical Studies on Heat Transfer and Aerodynamic Characteristics of Impingement Cooling Devices Combined with Pins[C]. 2003- GT- 38256, 2003
- [5] 全栋梁, 郁新华, 刘松龄, 等. 层板冷却结构流阻特性的实验与数值模拟[J]. 推进技术, 2003, 24(5): 425- 428
- [6] 全栋梁, 刘松龄, 李江海, 等. 层板冷却特性的实验与数值模拟研究[J]. 推进技术, 2004, 25(2): 134- 138
- [7] FLUENT User's Guide [Z]. Fluent Inc, Lebanon, NH, 1999
- [8] 郁新华. 层板冷却特性的研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2001
- [9] 全栋梁, 刘松龄. 雪花型层板结构冷却特性的数值模拟研究[A]. 高等学校工程热物理研究会第十届全国学术会议论文集[C]. 合肥: 2003: 361- 366