

文章编号: 1000-8055(2002) 04-0475-05

比较研究多种气膜冷却模型的冷却效果

张小英, 王先炜
(北京航空航天大学 动力系, 北京 100083)

摘要: 计算并比较了高性能航空燃气发动机尾喷管扩张调节片采用以下几种气膜冷却结构的冷却效果: 缝槽气膜冷却、离散小孔气膜冷却、缝槽/小孔复合气膜冷却, 发展了用单排孔和缝槽气膜的有效温比计算多排孔和缝槽/小孔复合气膜有效温比的公式, 计算了考虑喷管内高温燃气辐射和气膜冷却作用下喷管壁面的温度分布, 为高性能航空燃气发动机高温部件冷却结构的选型提供了有益的参考。

关键词: 气膜冷却; 绝热温比; 缝槽气膜冷却; 离散小孔气膜冷却; 复合气膜冷却

中图分类号: V 231. 1

文献标识码: A

Study on Cooling Effectiveness of Various Film Coolings

ZHANG Xiao-ying, WANG Xian-wei

(Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: The cooling effectiveness of following film cooling types for expansion regulating parts of high performance aeroengine nozzle has been calculated and compared: slot film cooling, full coverage film cooling, and compound slot and full coverage film cooling. The method to calculate the film cooling effectiveness for multi-row of holes and for compound slot and full coverage is developed on the basis of film cooling effectiveness for single row of holes film and for slot. The temperature distribution when taking into account the effect of high temperature gas radiation and film cooling is calculated, the result provides beneficial references to selecting film cooling type for nozzle of high performance aeroengine nozzle.

Key words: film cooling; adiabatic wall film cooling effectiveness; slot film cooling; full-coverage film cooling; compound film cooling

1 引言

在高性能航空燃气发动机上, 为了进一步提高燃气的效率, 最有效的措施是提高燃气涡轮的入口温度。由于耐高温材料的限制, 燃气涡轮入口温度提高后必须采取更有效的冷却方法来降低高温部件的工作温度^[1], 特别是在喷管喉道以后的扩张段部分, 由于燃气的流速迅速加快, 燃气对壁面的对流换热增强, 大大影响材料的使用寿命, 因此必须对喷管的扩张段加强冷却。气膜冷却是七

十年代开始在航空燃气发动机上广泛使用的一种冷却方法, 目前已成为新型高性能航空燃气发动机高温部件的主要冷却措施。在气膜冷却的研究进程中, 已有很多学者用实验方法或数值计算对气膜冷却的基本规律进行了大量的研究, 文献[2]研究了横跨气流的缝槽气膜冷却有效温比, 文献[3]用数值计算的方法研究了缝槽气膜冷却的有效温比及流场, 文献[4]研究了一排小喷射角的小孔对弯曲壁面的冷却作用, 文献[5]研究了两排小孔(顺排、叉排)复合的气膜冷却及换热, 文献[6]

用实验的方法研究了燃烧室多斜孔壁气膜冷却的特点。

但是, 现有已发表的研究成果主要是基于一定的模型实验基础之上研究某一种气膜冷却结构的冷却效果, 模型实验很难做到真实航空燃气发动机尾喷管的环境。因此本文将研究计算一个真实航空燃气发动机尾喷管扩张段的气膜冷却, 重点研究缝槽气膜冷却、离散小孔气膜冷却、以及缝槽/离散小孔复合气膜冷却, 计算发动机尾喷管扩张调节片采用上面几种气膜冷却结构的壁面温度分布, 计算中考虑到高温燃气辐射对喷管壁面的加热作用。本文的研究为高性能航空燃气发动机尾喷管扩张调节片气膜冷却模型的选取, 以及热载荷和壁温的计算提供了有益的参考。

2 计算模型

2.1 缝槽气膜冷却有效温比的计算

在壁面附近沿切线方向射入一股冷空气, 在壁面上形成一层气膜将高温燃气与壁面隔开就形成了缝槽气膜冷却。气膜沿平板切向从高度为 S 的平缝槽射出, 主气流的温度和速度分别为 T_g 和 U_g , 射流出口温度和速度分别为 T_c 和 U_c , 计算典型缝槽气膜冷却有效温比的经验公式为:

$$\eta = \eta_0 \beta, \quad \beta = \frac{1 + 0.05x/Ms}{1 + 0.1x/Ms}$$

当 $M \leq 1$:

$$\eta_0 = 2.73 \times M^{0.4} \left(\frac{x}{S} \right)^{-0.38}, \quad \frac{x}{S} \leq 20$$

$$\eta_0 = 4.55 \times M^{0.4} \left(\frac{x}{S} \right)^{-0.58}$$

$$20 \leq \frac{x}{S} \leq 150$$

当 $1 \leq M \leq 2$:

$$\eta_0 = 1.96 \times M^{0.55} \left(\frac{x}{S} \right)^{-0.38}, \quad \frac{x}{S} \leq 150$$

$$\text{当 } 2 \leq M: \quad \eta_0 = 2.71 \left(\frac{x}{S} \right)^{-0.38}$$

当 $\frac{x}{S} \leq 65.2$ 且 $0.45 \leq M \leq 1$:

$$\text{取} \quad \eta_0 = 2.04 \left(\frac{x}{S} \right)^{-0.38}$$

$$\text{和} \quad \eta_0 = 4.55 \times M^{0.4} \left(\frac{x}{S} \right)^{-0.58} \text{ 的较低值}$$

其中: η 为有效温比。

$$\eta = \frac{T_g - T_{aw}}{T_g - T_c}$$

吹风比

$$M = \frac{\rho_c U_c}{\rho_g U_g}$$

x 为计算点到孔排的距离, 下标 c 表示气膜的参数, 下标 g 表示燃气的参数, 下标 aw 表示绝热壁。

2.2 离散小孔气膜冷却有效温比的计算

离散小孔气膜冷却是在壁面上用激光钻孔技术钻出大量密集、离散的倾斜小孔, 小孔直径小于壁厚。当冷却气流过小孔时, 以强制对流的方式主动冷却壁面, 然后喷射进入主流, 在壁面燃气侧形成气膜, 将壁面与燃气隔离, 充分发挥冷却气流的冷却能力。

文献[7]推荐了单排孔下游, 进孔区有效温比随下游距离 x/D 和吹风比 M 变化的经验公式, 文献[1]在实验基础上总结了排孔下游较远处有效温比, 综合起来则有:

当 $x/D \leq 15$:

$$\eta = 0.27A_r^{0.11M-0.29}, \quad M \leq 0.64$$

$$\eta = 0.13A_r^{0.23}, \quad M \geq 0.64$$

当 $15 \leq x/D \leq 150$:

$$\eta = 0.8113 \times 10^4 \left[\frac{x/D}{\cos^2 \alpha} \right]^{-1.53}$$

$$I \cos^2 \alpha \leq 0.03$$

$$\eta = 0.5875 \times 10^2 (x/D)^{-1.53} (I \cos^2 \alpha)^{0.154}$$

$$0.03 \leq I \cos^2 \alpha \leq 0.3$$

其中:

$$\text{动量流量比} \quad I = \rho_c U_c^2 / \rho_g U_g^2$$

排孔流量参数

$$A_r = \left(\frac{MS_r}{x} \right) (Re_x)_g^{0.2}$$

$$(Re_x)_g^{0.2} = U_g \cdot x / \nu_g$$

排孔的当量气膜缝槽高度 $S_r = D^2 \pi / (4P)$, 下标 r 为对流参数, D 为小孔的直径, P 为小孔的节距, M 为吹风比, x 为计算点到孔排的距离, $\cos \alpha$ 为喷射角的余旋。

在多排气膜孔中, 每一排气膜孔对下游的有效温比 $\eta' = \frac{T_{i-1, aw} - T_{i, aw}}{T_{i-1, aw} - T_c}$, 其中, $T_{i, aw}$ 为第 i 排孔的绝热壁温。

$$\eta_n = (T_g - T_{aw}) / (T_g - T_c) = [(T_g - T_{1,aw}) + (T_g - T_{2,aw}) + (T_g - T_{3,aw}) + \dots + (T_{n-2,aw} - T_{n-1,aw}) + (T_{n-1,aw} - T_{n,aw})] / (T_g - T_c)$$

$$\frac{T_g - T_{aw}}{T_g - T_c} = \eta'_i$$

$$\frac{T_{1,aw} - T_{2,aw}}{T_g - T_c} = \frac{(T_{1,aw} - T_{2,aw})(T_{1,aw} - T_c)}{(T_g - T_c)(T_{1,aw} - T_c)} = \eta'_2 \frac{(T_g - T_c)(T_g - T_{1,aw})}{T_g - T_c} = \eta'_2(1 - \eta'_1)$$

$$\frac{T_{2,aw} - T_{3,aw}}{T_g - T_c} = \frac{(T_{2,aw} - T_{3,aw})(T_{2,aw} - T_c)}{(T_{2,aw} - T_c)(T_g - T_c)} = \eta'_3 \frac{(T_g - T_c)(T_{1,aw} - T_{2,aw})}{T_g - T_c} = \eta'_3(1 - \eta'_2)$$

照此类推, 假如:

$$\frac{T_{n-2,aw} - T_{n-1,aw}}{T_g - T_c} = \eta'_{n-1}(1 - \eta'_1)(1 - \eta'_2)(1 - \eta'_3) \dots (1 - \eta'_{n-2})$$

$$\frac{T_{n-1,aw} - T_{n,aw}}{T_g - T_c} = \frac{(T_{n-1,aw} - T_{n,aw})(T_{n-1,aw} - T_c)}{(T_{n-1,aw} - T_c)(T_g - T_c)} = \eta'_n \frac{(T_g - T_c)(T_{n-2,aw} - T_{n-1,aw})}{T_g - T_c} = \eta'_n(1 - \eta'_1)(1 - \eta'_2)(1 - \eta'_3) \dots (1 - \eta'_{n-1})$$

将上面各项相加并整理可得:

$$\eta_n = 1 - (1 - \eta'_1)(1 - \eta'_2)(1 - \eta'_3) \dots (1 - \eta'_n)$$

2.3 缝槽/小孔复合气膜冷却有效温比的计算

缝槽/小孔复合气膜冷却有效温比的计算公式与离散小孔气膜冷却类似, 假设 η_b 是缝槽气膜冷却的有效温比, 每排小孔的有效温比分别是 $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \dots, \eta_n$, 则缝槽/小孔复合冷却的有效温比为:

$$\eta = 1 - (1 - \eta_b)(1 - \eta_1)(1 - \eta_2) \dots (1 - \eta_n)$$

2.4 热流的计算

壁面内侧的对流热流根据有效温比有:

$$q_{c,in} = 0.02 \frac{k_c}{\mu_{0.8}^{0.8}} \left[\frac{G_c}{F_c} \right]^{0.8} \frac{1}{S^{0.2}} (T_{aw} - T_w)$$

其中: G_c 是气膜的质量流量, F_c 是气膜出口的有效面积。

简单计算高温燃气对壁面内侧的辐射换热可用文献[8]推荐的经验公式:

$$q_{r,in} = \sigma(1 + \epsilon_w) \cdot \epsilon_g \cdot \frac{T_g^{1.5} T_w^{2.5} - T_g^4}{2}$$

其中, 燃气的黑度 ϵ_g 可表示为:

$$\epsilon_g = 1 -$$

$$\exp[-2.86 \times 10^4 B \cdot p(r \cdot Le)^{0.5} T_g^{-1.5}]$$

式中: p 为燃气压力/ 10^5 Pa , T_g 为燃气的温度/ K , B 为亮度因子(取 $4.0 \sim 1.7$), r 为平均油气比, Le 为射线平均行程长度, ϵ_w 是壁面材料的发射率, T_w 是壁温, T_g 是燃气的温度。

壁面外侧考虑与环境的自然对流换热 $q_{c,out}$ 和

辐射换热 $q_{r,out}$ 。

2.5 壁温的计算

计算壁温采用牛顿法进行迭代, 迭代前首先假设各部件的温度分布, 计算各热部件表面冷热侧的对流热流和辐射热流, 平衡条件下, 表面的净热流为零:

$$\Sigma Q = Q_{c,out} + Q_{c,in} + Q_{r,out} + Q_{r,in} = 0$$

否则当对壁温进行修正, 给壁温一个微小增量 dT_w , 计算斜率 $d\Sigma Q/dT_w$, 则壁温的修正值:

$$\Delta T_w = \frac{-\Sigma Q}{d\Sigma Q/dT_w}$$

3 计算结果与分析

本文计算了一台高性能燃气发动机, 涡轮出口的燃气温度达到 2000 K , 喷管扩张调节片分别采用缝槽气膜冷却、离散小孔气膜冷却和缝槽/小孔复合气膜冷却的有效温比和壁温分布, 扩张段进口平面的直径为 0.660 m , 出口平面的直径为 0.695 m 。扩张调节片采用缝槽气膜冷却时, 缝槽高度为 0.01 m , 图1表示沿喷管壁面的有效温比; 扩张调节片采用离散小孔气膜冷却时, 壁面上沿轴向均匀排布10排小孔, 每排有60个等间距的、直径为 0.01 m 的小孔, 小孔的排列方式为叉排, 图2表示沿喷管壁面的有效温比; 扩张调节片采用缝槽/小孔复合气膜冷却时壁面上既有缝槽, 还有多排小孔, 缝槽和小孔的尺寸及排布同图1及图2, 图3表示沿喷管壁面的有效温比。图1~图3的燃气流

量相同,其中曲线1的气膜流量与燃气流量的比值均为5%,曲线2的气膜流量与燃气流量的比值均为10%,曲线3的气膜流量与燃气流量的比值均为15%,曲线4的气膜流量与燃气流量的比值均为20%,燃气参数及喷管外壁的冷却条件不变。可见在不同的冷却方式下,相同的流量比会得到不同的有效温比。

图1表明缝槽气膜冷却的绝热温比在气膜起始段达到最大,随着下游距离的增加,热温比渐渐降低,因为气膜在起始段的温度最低,对壁面的冷却作用显著,在下游随着气膜与燃气的掺混,气膜的温度升高,对壁面的冷却作用减弱。绝热温比随吹风比的增加而增加在小吹风比时较为明显。

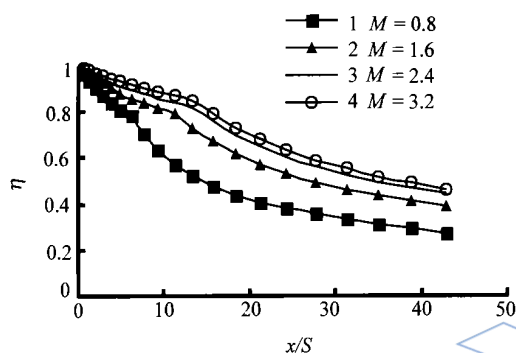


图1 采用缝槽气膜冷却的有效温比

Fig. 1 Cooling effectiveness of slot film cooling

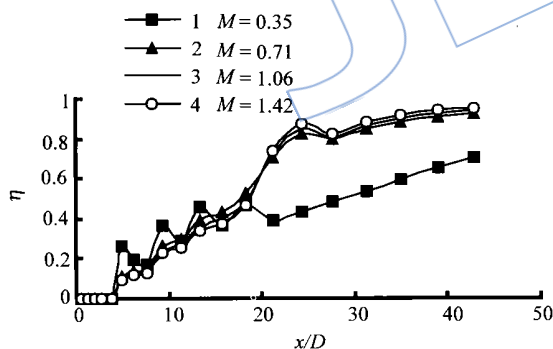


图2 采用离散小孔气膜冷却的有效温比

Fig. 2 Cooling effectiveness of full coverage film cooling

图2表明离散小孔气膜冷却的绝热温比在气膜起始段最小,随着下游距离的增加,绝热温比逐渐升高,因为在气膜的起始段,只有少量排数的气膜孔进行冷却,随着下游距离的增加,多排气膜孔的冷却作用相互叠加,加强了对下游的冷却。在气膜起始段绝热温比呈周期性增加,超过一定的距离绝热温比的增加变得连续。这是因为在初始段

气膜正在形成,受小孔的位置因素影响较大,经过一定的距离形成稳定的气膜,此后绝热温比随吹风比而增加的趋势变得平缓。

图3表明缝槽/小孔复合气膜冷却的绝热温比随吹风比变化的趋势取决于缝槽气膜冷却和离散小孔气膜冷却的综合作用,在气膜起始段绝热温比变化的趋势接近缝槽气膜冷却,随着下游距离的增加,绝热温比变化的趋势则更接近小孔气膜冷却。

图4表示不同冷却方式下喷管壁面的温度分布,图中三种冷却方式下气膜流量与燃气流量的比值均为5%。比较图中的曲线表明缝槽气膜冷却在气膜起始段冷却效果较好,离散小孔气膜冷却在气膜起始段下游冷却效果更好,而缝槽/小孔复合气膜冷却则在气膜起始段以及下游地区都能达到较好的冷却效果。

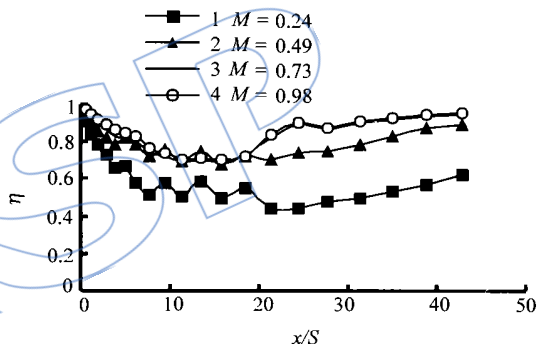


图3 采用缝槽/小孔复合气膜冷却的有效温比

Fig. 3 Cooling effectiveness of compound slot full coverage film cooling

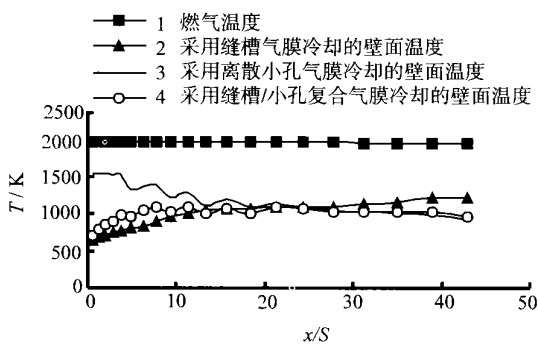


图4 燃气温度和不同冷却方式下的壁面温度

Fig. 4 Gas temperature and wall temperature under various film cooling types

图5表示用本文计算离散小孔气膜冷却的方法计算文献[6]中8号试验板的绝热温比,图6则表示文献[6]测量的8号试验板吹风比不同时的平均

绝热温比。图5及图6所用实验板的几何参数如下所示: $D=1.6\text{ mm}$; $\frac{P}{D}=5.13$; $\frac{S}{D}=5.13$; $\alpha=30^\circ$; $n=13$; 排列方式为叉排。比较图5和图6

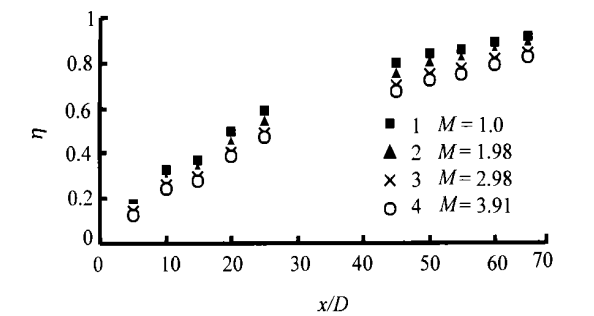


图5 实验板有效温比的计算结果

Fig.5 Computing cooling effectiveness of experimental board

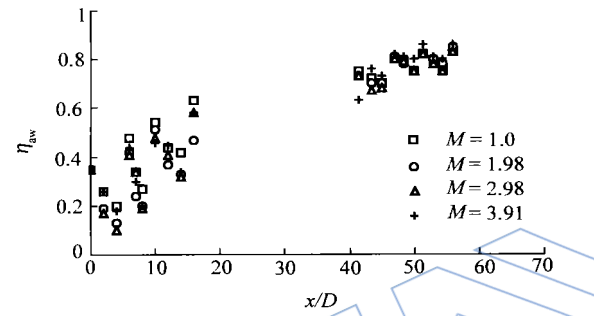


图6 实验板有效温比的计算结果

Fig. 6 Measured cooling effectiveness of experimental board

可见,用本文推导的多排气膜孔下游有效温比计算公式计算试验板有效温比的结果与实验测量的结果十分接近。文献[1]指出,使用多排孔综合有效温比公式计算的有效温比结果偏低,对比图5及图6的结果可以证实这一点。

4 结 论

单排缝槽气膜在气膜起始段的冷却效果较好,在下游的冷却效果减弱,为了获得上、下游一致的冷却,可以考虑采用多排缝槽气膜;计算多排小孔气膜的冷却可以采用单排小孔气膜冷却的结果,离散小孔气膜在气膜初始段的冷却效果较差,在气膜下游的冷却效果增强;缝槽/小孔复合气膜集中了缝槽气膜冷却和离散小孔气膜冷却的优点,在气膜上、下游的冷却效果都比较好,使得喷管壁面的温度分布比较均匀,是高性能航空燃气发动机的理想冷却方式。

参考文献:

[1] 葛绍岩,刘登瀛,徐靖中.气膜冷却[M].北京:科学出版社,1985.

[2] Fitt A D, Stefanidis V. Film Cooling Effectiveness for Subsonic Slot Injection into a Cross Flow [J]. ACTA MECHANICA, 1998, 128(3): 233- 242.

[3] Sarkar S, Bose T K. Numerical Analysis of Slot-Film Cooling: Effectiveness and Flow-Field [J]. Journal of Fluids Engineering, 1996, 118(4): 864.

[4] Goldstein R J, Stone L D. Row-of-Holes Film Cooling of Curved Walls at Low Injection angles [J]. Journal of Turbomachinery, 1997, 119(3): 574- 580.

[5] Jubran B A, Maitech B Y. Film Cooling and Heat Transfer From a Combination of Two Rows of Simple and/or Compound Angle Holes in Inline and/or Staggered Configuration [J]. Heat and Mass Transfer, 1999, 34(6): 495- 502.

[6] 林宇震. 燃烧室多斜孔壁气膜冷却研究[D]. 北京:北京航空航天大学,1997.

[7] Brown A, Saluja C L. Film Cooling from A Single Hole and a Row of Holes of Variable Pitch to Diameter Ratio [J]. Int. J. Heat and Mass Transfer, 1979, 22(4): 525- 534.

[8] 罗祥衡. 发动机排气系统壁温计算[D]. 北京:北京航空航天大学,2000.

(责任编辑 吴一黄)