

# 带气膜冷却的火焰筒壁温的数值分析

王宝官

(南京航空航天大学 205 教研室, 南京, 210016)

李永康 胡正义

(624 研究所, 四川新都新军路 6 号 1 室, 610500)

## NUMERICAL ANALYSIS OF THE WALL TEMPERATURE WITH FILM COOLING IN THE COMBUSTION CHAMBER

Wang Baoguan

(Faculty 205 of Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing, 210016)

Li Yongkang, Hu Zhengyi

(624 establishment, No. 6 Xinjun Street, Xindu, Sichuan, 610500)

**摘要** 采用数值方法, 预测了由两通道两股气流构成的二维平缝气膜冷却的火焰筒壁温, 获得了整个流场、温度场以及相应的流动和换热特性。在计算中, 对紊流采用  $k-\epsilon$  两方程模型处理; 在固壁附近运用壁面函数法; 运用热流法计算了高温气体的热辐射; 对两种不同介质的交接面的导热系数运用调和平均法。最后与实验结果相比较, 得到良好的一致性。

**中图分类号** V231.11, V231.13, TK124

**关键词** 航空发动机, 燃烧室, 数值计算

**Abstract** A numerical method of predicting the film cooling effect on the wall temperature of a combustion chamber is presented. In the calculation, the  $k-\epsilon$  model for turbulence, wall function for the neighbourhood of the solid wall, harmonic average method for the conductivities at the interface of two different media and the heat flow due to the heat radiation are adopted or taken into consideration. The flow field, temperature field and the characteristic of flow and heat transfer are obtained, which shows a fairly good agreement with some experimental results.

**Key words** aeroengine, combustor chamber, numerical calculation

在燃烧室的主燃区, 燃气温度可达  $2400^{\circ}\text{C}$ 。火焰筒长期在高温下工作, 因而是发动机中寿命最短的部件。合理的冷却措施对发动机的燃烧室寿命的提高有着至关重要的作用。目前, 燃烧室火焰筒所采用的冷却方案有以下几种: ① 外壁纯对流冷却; ② 发散壁冷却; ③ 鱼鳞片冷却槽; ④ 具有冷却气膜的复合式冷却。气膜冷却是成熟而应用广泛的冷却形式, 但是它只能利用 5% 左右的冷却空气的吸热能力, 过多地消耗了冷却空气。当前的趋势是综合几种冷却方式, 构成复合冷却方式, 以使各种单一的冷却形式的优点得到充分发挥, 而又能避免它们各自的缺点。

对流-气膜冷却是常见的简单易行而又有效的复合冷却形式, 它克服了纯气膜冷却空气量过大的缺点, 可以很方便地在火焰筒上采用活动壁结构, 以大大降低火焰筒的热应力, 提高疲劳循环寿命。这是一种很有前途的冷却方式。本文就是运用数值分析的手段,

通过求解二维椭圆型流动控制方程, 对对流-气膜复合冷却进行基础性研究, 从而探讨对气膜冷却的流场、温度场实行完全数值模拟的可行性, 为气膜冷却结构的设计提供参考。

## 1 计算模型的建立

数值分析逐渐成为预测复杂流动传热现象的一种强有力的手段。在气膜冷却中, 冷却气流从壁面孔或缝槽流出, 一方面, 沿被冷却的壁面流动; 另一方面与主流热气流混合, 形成来流气流中非等温半限制湍流射流的扩散问题。这类流动相当复杂, 许多因素都会影响气膜冷却的传热和气动特性。本文对于这些复杂的物理模型加以适当的假设简化, 运用人们熟知的对流换热控制方程, 对气膜冷却的流场和温度场进行较为详细的数值模拟。

### 1.1 计算对象

计算对象如图1所示, 为两通道内二股来流构成切向进气的气膜冷却(为了使计算简化, 先算理想气膜模型)。要求获得速度场、温度场及内外壁面温度分布。

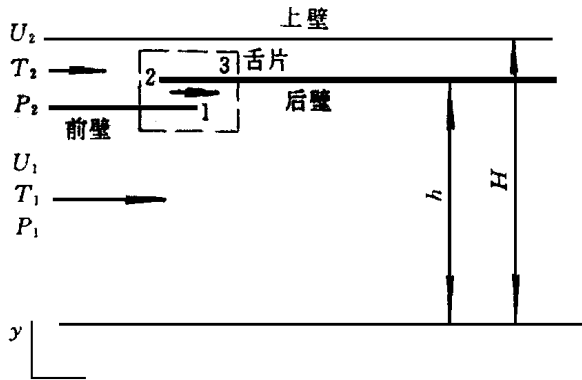


图1 计算对象模型简图

### 1.2 控制方程

本文所研究的气流为完全发展紊流的均匀燃气, 其直角坐标系下的控制方程通用形式为<sup>[2, 3]</sup>

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\overline{QU_i}) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( u_{\text{eff}} \frac{\partial}{\partial x_i} \right) + S_U \quad (1)$$

式中  $u_{\text{eff}}$  是名义扩散系数;  $S_U$  为源项, 凡是不能归入名义的对流项或扩散的项, 一律并入源项  $S_U$  中;  $U$  分别可以代表速度  $U$ 、 $V$ 、静温  $T$ 、紊流动能  $k$ 、耗散率  $E$  以及辐射热流量  $q_x$ 、 $q_y$ 。这时(1)式分别可以代表动量方程、能量方程、紊流运动方程和辐射方程。此时让(1)式中  $\frac{\partial}{\partial x_i} = 1$ ,  $u_{\text{eff}} = 0$ ,  $S_U = 0$  即可。

### 1.3 紊流模型

采用目前应用较广的两方程模型)) / k2E 双方程模型0 来建立紊流模型。按此模型, 对于变密度流, 经 Favre 平均后化简、整理得到  $k$ 、 $E$  的微分方程为<sup>[2]</sup>

$$\frac{\partial (\overline{QU_i k})}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( L + \frac{L_t}{R_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G - \overline{QE} \quad (2)$$

$$\frac{5(QU_i E)}{5x_i} = \frac{5}{5x_i} \left[ \left( L + \frac{L_i}{E_k} \right) \frac{5E}{5x_i} \right] + \frac{E}{k} (C_1 G - C_2 Q E) \quad (3)$$

上两式中,

$$G = L_i \left[ 2 \left( \frac{5U_i}{5x_i} \right)^2 + \left( \frac{5U_i}{5x_j} \right)^2 \right] \quad (i, j = 1, 2)$$

其中模型常数根据文献 [2, 4] 由表 (1) 给出。

表1 模型常数

系数	C <sub>1</sub>	C <sub>2</sub>	C <sub>L</sub>	R <sub>k</sub>	R <sub>E</sub>	R <sub>i</sub>
取值	1144	1192	0109	110	112	019

### 11.4 辐射模型

在发动机燃烧室中, 燃气及火焰对周围壁面和介质有强烈的辐射传热, 辐射换热对火焰筒传热有一定的影响, 故在计算流场以及温度场时需要考虑辐射热能对温度变化的影响, 在能量方程中要增加辐射源项。本文采用热流法计算辐射换热<sup>[5,6]</sup>, x 向及y 向的辐射通量方程为

$$\frac{d}{dx} \left\{ \frac{1}{K_a + K_s} \frac{dq_x}{dx} \right\} - K_a (2q_x - q_y E_b) = 0 \quad (4)$$

$$\frac{d}{dy} \left\{ \frac{1}{K_a + K_s} \frac{dq_y}{dy} \right\} - K_a (2q_y - q_x E_b) = 0 \quad (5)$$

式中

$$K_a = \left[ \frac{0178 + 116 p_{H_2O} / p}{\sqrt{(p_{H_2O} + p_{CO_2}) l / p}} - 0.1 \right] \left( 1 - 0137 \frac{T_g}{1000} \right) (p_{H_2O} + p_{CO_2}) \quad (6)$$

K<sub>s</sub> = 0 ~ 0101, 对于燃气一般取 0101。

在式 (6) 中, p<sub>H<sub>2</sub>O</sub>、p<sub>CO<sub>2</sub></sub> 表示燃气中水蒸气、CO<sub>2</sub> 的分压; l 表示气体层的厚度; T<sub>g</sub> 表示气体层的温度; E<sub>b</sub> 为气体辐射率, R 为斯蒂芬2 波尔兹曼常数。

### 11.5 边界条件

本文的气流流动属于椭圆型, 需对计算域规定边界条件。

(1) 进口条件: 假定进口来流速度、温度、成份和紊流参数都均匀分布;

(2) 出口和轴线边界: 本文算例中气膜孔距出口的距离比较远, 出口截面上无回流, 所以本文假定气流在出口处的参数等于其流程上前一节点的值。亦即出口截面各参数对 x 的一阶导数为零, 记为  $\frac{5}{5x} \Big|_{x=L} = 0$ 。由于本文假设燃烧室的几何形状轴对称, 而且进口参数均匀分布, 所以可以很方便地假定中心轴线处的梯度为零, 即  $\frac{5}{5y} \Big|_{y=0} = 0$ 。并且可以假定, 中心轴线上径向速度 V = 0, 表明该处没有净质量、能量的通量;

(3) 壁面边界: 假定固体不渗透, 流体在固壁处无滑移, 因此固体壁面处流体流动的径向速度为零, 对近壁面处区域的网格点采用壁面函数法。

辐射通量的壁面条件为

$$\frac{d}{dy} \left( \frac{1}{K_a + K_s} \frac{dq_y}{dy} \right) = \frac{E_w}{(2 - E_w) D} (q_y - E_{bw}) \quad (7)$$

## 2 计算结果及其分析

如图1所示, 整个通道的高度  $H = 0.11\text{m}$ , 内通道高度  $h = 0.108\text{m}$ , 气膜缝高为  $s = 2\text{mm}$ , 内筒壁厚  $F = 1\text{mm}$ , 来流速度  $U_1$  变化范围为  $30 \sim 100\text{m/s}$ ,  $U_2$  为  $30 \sim 100\text{m/s}$ , 温度  $T_1 = 2000\text{K}$ ,  $T_2 = 800\text{K}$ 。应用控制方程的通用形式式(1), 采用混合差分格式和交错网格, 并将方程源项线性化处理, 对离散方程运用 TDMA 方法求解。在计算中运用变松弛因子加快收敛速度, 对两种不同介质的交接面的导热系数运用调合平均法<sup>[7]</sup>。

### 2.1.1 气流速度沿轴向的分布

均匀平直的二次来流, 经过冷却槽, 一部分气流的速度、方向发生变化, 流入主流通道, 并在主流的作用下贴壁流动从而构成冷却气膜。图2是不同截面上的轴向速度分布。横坐标、纵坐标分别表示轴向和径向的距离, 5条竖直虚线代表不同的截面。工况为:  $U_1$

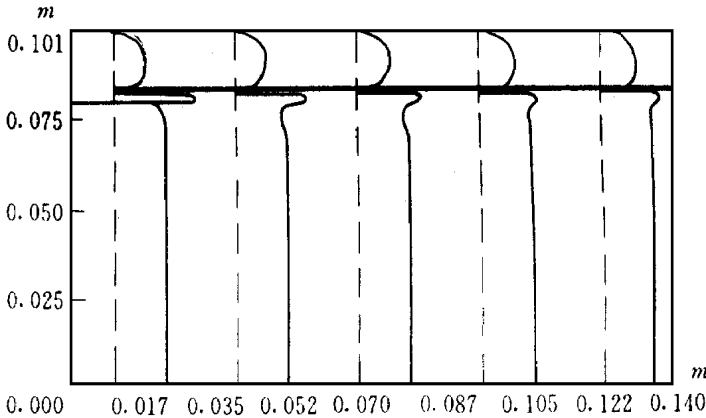


图2 气流速度沿轴向的分布

$= 60\text{m/s}$ ,  $U_2 = 40\text{m/s}$ ,  $T_1 = 2000\text{K}$ ,  $T_2 = 800\text{K}$ 。从图中可以看出, 在舌片出口处呈现出一明显的气膜, 在离舌片出口最近的截面(即图中第一条竖直虚线所示位置), 其气膜的速度很大, 这是因为气膜缝槽很窄, 气流进入该通道后被加速。同时由于前壁的影响, 一次流与气膜交汇处的流场速度为零, 然后迅速增大到主流速度。随着轴向距离的不断增加, 气膜不断与主流掺混而衰减, 气膜速度逐渐减小, 速度分布趋于平缓。

### 2.1.2 气流温度沿轴向的分布

图3为冷却槽下游若干截面上的温度分布。在冷却槽进口附近, 内外流的温度变化较陡, 刚形成的冷却气膜将主流温度在内筒壁附近迅速降至二次来流的温度附近, 致使此处壁温很低, 从而起到了显著的冷却、保护壁面的作用。随着气膜的不断发展即轴向距离的增加, 气膜逐渐与主流掺混, 表现在内壁面温度不断升高, 温度梯度不断减小。

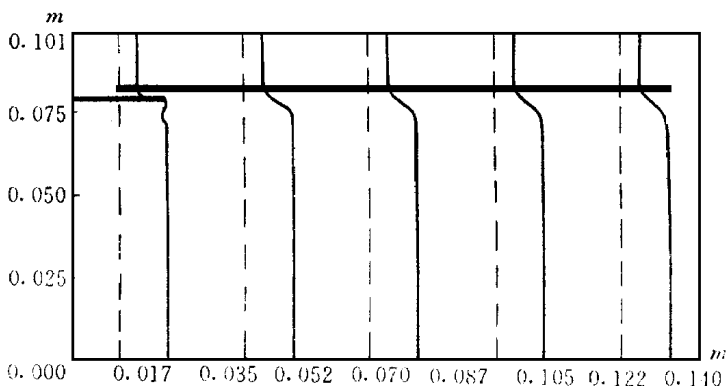


图3 气流温度沿轴向的分布

### 213 有效温比与壁面温度的分布

气膜冷却有效温比是表达冷却气膜在被保护表面上冷却效果的一个无因次温度比值。本文中的有效温比采用下式的定义

$$G = \frac{T_1 - T_{1w}}{T_1 - T_2} \quad (8)$$

此处不用通常的绝热壁面有效温比  $G_w$  或等温壁面的有效温比  $G_{so}^{[1]}$ , 因本例的壁面既非绝热亦非等温, 而且(8)式也具有很明确的物理意义, 分母  $T_1 - T_2$  表示可具有的最大换热量, 分子  $T_1 - T_{1w}$  表示实际壁面被冷却带走的热量, 此即清楚地表示了冷却效果。图4为有效温比随温度的变化规律, 从图中可以看出, 随着轴向距离的增加, 气膜冷却的有效温比逐渐下降, 这是由于气膜在流动的过程中逐渐与主流掺混, 而且受高温燃气辐射等原因, 其保护作用逐渐下降, 从而导致壁温逐渐上升(见图5)。从图中还可以看出, 当  $x/s = 46$  左右时, 燃烧室壁温急剧增加, 这说明此时气膜的冷却效果已基本完全消失, 这时壁面只能靠二次流通道中的二次环流的对流换热来达到冷却的目的。廖数值与文献[2]中的实验结果很接近。

### 214 吹风比对气膜冷却效果的影响

从图4、图5中还可以看出吹风比对有效温比的影响。随着吹风比  $M$  的增加, 在计算范围内  $G$  逐渐升高, 这是因为  $M$  增加, 形成的气膜层加厚, 其保护效果增加, 而且形成的气膜也不易与主流掺混, 因此其冷却效果提高。

### 215 气体辐射对壁温的影响

从图6中可以看出同一工况下考虑气体辐射和不考虑气体辐射时壁面温度可相差100e以上。由此可见, 燃烧室内辐射换热是一个不可忽略的因素。

### 216 计算结果与试验结果的比较

图7给出了某型短环燃烧室在地面台状态下掺混段壁温计算结果, 并与试验结果作了比较。可以看出, 二者的符合程度是满意的, 尤其是气膜前段吻合更好, 后段计算结果低于试验结果, 这主要由于从掺混孔进入的掺混气流破坏了原来的气膜, 降低了其冷却效果所致。总的来说该程序可以较好地预估燃烧室火焰筒的壁温和气膜冷却效果。

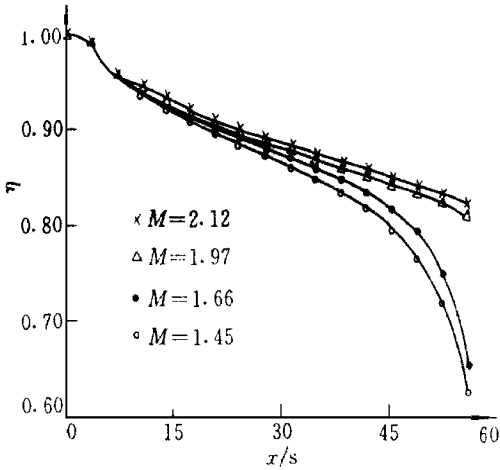


图4 有效温比分布图

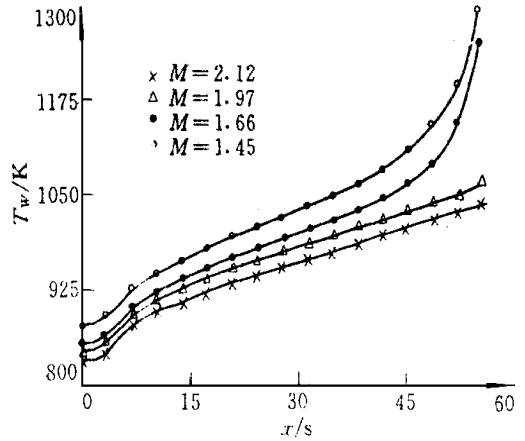


图5 壁面温度分布图

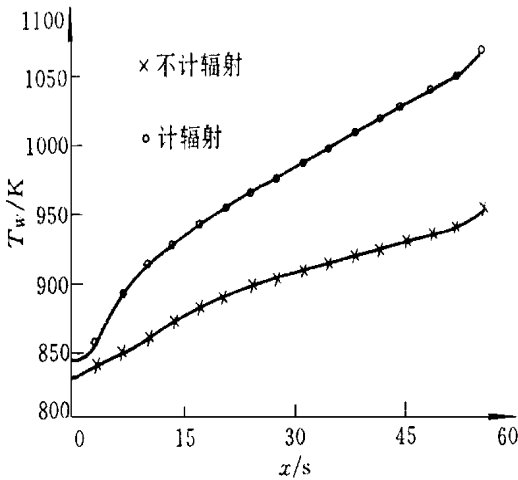


图6 辐射对火焰筒壁温的影响

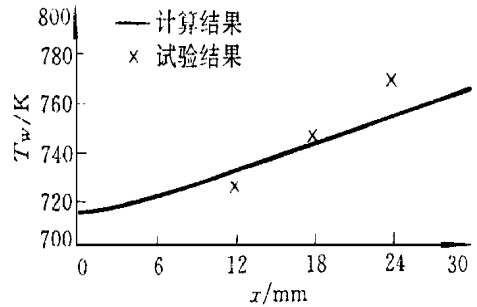


图7 计算结果与试验结果的比较

### 3 结论

对有气膜冷却的燃烧室内流场及壁温进行了数值分析, 得到速度场、辐射通量、壁面温度随进口参数的变化规律。计算结果与试验结果相一致, 说明计算方法正确, 程序合理可行, 能用来验证气膜冷却效率, 并为燃烧室气冷却结构的优化设计起指导作用。气膜对保护燃烧室壁具有重要的作用, 而且热辐射对燃烧室中的换热有很大的影响。本方法不依赖于换热经验公式及气膜冷却效率公式, 因而更具有通用性, 计算结果更准确。

### 参考文献

1 葛绍岩, 徐靖中. 气膜冷却. 北京: 科学出版社, 1985

- 2 陶文铨. 数值传热学. 西安: 西安交通大学出版社, 1988
- 3 帕坦卡著, 张政译. 传热与流体的数值计算. 北京: 科学出版社, 1984
- 4 Patankar S V, Spalding D B. A finite difference procedure for solving the equation of two dimensional boundary layer, Int J of Heat and Mass Transfer, 1967; 10
- 5 王应时, 范维澄. 燃烧过程数值计算. 北京: 科学出版社, 1986
- 6 卡里尔著, 陈熙, 周晓青译. 燃烧室与工业炉的模拟. 北京: 科学出版社, 1987
- 7 丁中涛, 王宝官, 夏柏敏, 李永康. 二维气膜冷却及壁温的数值计算, 第四届全国计算传热会议, 山东: 山东工业大学, 1991