

文章编号: 1000-8055(2007)03-0370-05

冲击-发散冷却火焰筒浮动瓦片三维壁温计算分析

李 彬^{1,2}, 吉洪湖¹, 江义军²

(1. 南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016;

2. 中国燃气涡轮研究院, 成都 610500)

摘 要: 论述了采用冲击-发散冷却技术的火焰筒浮动瓦片的传热计算分析方法, 以及传热数学模型和边界条件处理. 并采用 ANSYS 程序的热分析模块对浮动瓦片的三维壁温场进行了计算. 计算结果与试验结果进行了对比分析, 两者有较好的吻合性, 计算值与试验值的相对误差不大于 6%.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 火焰筒; 浮动瓦片; 冲击冷却; 发散冷却; 有限元法

中图分类号: V231.1

文献标识码: A

Numerical analysis of 3D temperature field of an impingement-effusion cooled flame tube floating tile

LI Bin^{1,2}, JI Hong-hu¹, JIANG Yi-jun²

(1. College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics, Nanjing 210016, China;

2. China Gas Turbine Establishment, Chengdu 610500, China)

Abstract: Heat transfer numerical analysis methods, maths model, and boundary condition treatment for an impingement-effusion cooled flame tube floating tile are discussed in the paper. By using the heat analysis module of ANSYS code, the 3D temperature field of the floating tile was calculated. The numerical results showed that the agreement with the test data is fairly good. The relative error between numerical results and test data is not greater than 6%.

Key words: aerospace propulsion system; flame tube; floating tile; impingement cooling; effusion cooling; finite element

燃烧室火焰筒中存在燃烧、传热和流动现象, 它们相互影响、十分复杂. 燃油通过喷雾装置雾化燃烧后, 生成的高温高压燃气与火焰筒壁之间存在着剧烈的辐射换热和对流换热, 使得壁面要承受很高的热负荷. 为保证火焰筒具有足够长的工作寿命, 必须对火焰筒的应力状态进行分析. 火焰筒的应力状态由火焰筒的最高壁温及壁温梯度所确定. 由于火焰筒内各个局部位置燃气的温度、流

速和辐射能力不同, 加上火焰筒几何形状的不规则, 导致火焰筒壁沿轴向、周向和径向的温度分布不均匀, 使得火焰筒壁温场的计算相当复杂. 因此, 国内外在火焰筒壁温场计算模型和方法研究方面开展了大量工作.

早在上世纪 80 年代末, 国外就在燃烧室设计过程中, 采用了一维、二维传热模型, 并在应力最大的气膜段之间的接头处进行了三维热分析. 美

收稿日期: 2006-02-20; 修订日期: 2006-10-27

作者简介: 李彬(1968), 男, 四川乐山人, 中国燃气涡轮研究院高级工程师, 南京航空航天大学能源与动力学院博士生, 主要从事航空发动机燃烧室设计的研究.

国 GE 和 P&W 公司对于火焰筒的壁温分布及最高壁温都是采用专业软件进行二维或三维计算,而且特别重要的是这些软件已经经过了工程试验的验证或考核,所以这些计算为火焰筒强度和寿命预估提供了最基本和最重要的依据^[1-6].国内^[7,8]对火焰筒传热研究集中在试验分析火焰筒的冷却流动和换热特性以及总的冷却效率,开发的壁温计算方法对诸如主燃孔、掺混孔附近的壁温不能准确预估.

本文采用大型商用软件 ANSYS 程序的热分析模块,对冲击 发散冷却浮动壁火焰筒的浮动瓦片进行了三维稳态热分析.同时对传热计算方法、ANSYS 程序求解传热问题的数学模型和浮动瓦片边界条件处理等进行了探讨.

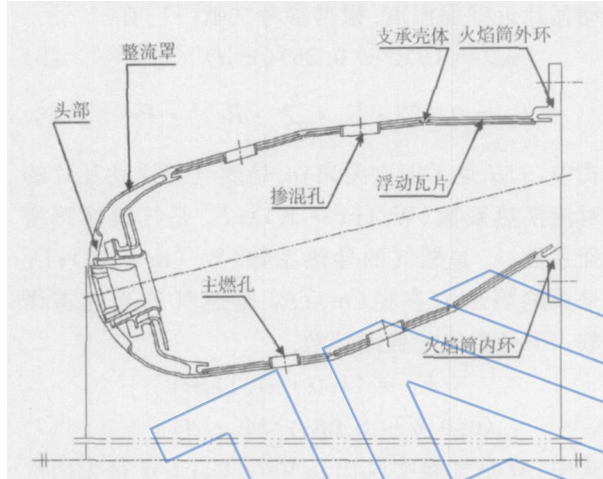


图 1 浮动壁火焰筒结构简图

Fig. 1 Floating wall flame tube configuration

1 计算对象

冲击 发散冷却浮动壁火焰筒的结构形式如图 1 所示.浮动壁火焰筒将承力件和承热件分开,外层为支承壳体(整体环),壁温低,主要承受机械负荷,其上钻有冲击小孔作为冲击壁;内层(浮动瓦片)为隔热屏,主要承受热负荷,瓦片上开有发散小孔形成发散壁.每个瓦片通过螺钉固定在支承壳体上,允许瓦片受热时沿支承壁面向四周微量膨胀.本文计算浮动瓦片在高温升浮动壁燃烧室模拟设计状态下的稳态三维温度场.

2 传热计算分析方法简述

在计算流体和固体的传热过程中,通常有 3 种处理方法^[9]:第 1 种是耦合问题整体解法:把流体和固体作为统一的求解域求解.固体域可看成粘性为无限大的流体,其流动速度为零.流体与导

热固体之间的界面作为求解域的内部,界面上的温度和热流密度自然满足连续性条件.此种解法在理论上是最可靠和合理的;第 2 种是耦合问题分区解法:分别对流体区和固体壁建立相应的控制方程,列出各区的边界条件,在耦合边界上应满足温度连续、热流连续的条件.首先假设耦合边界上的温度分布,对其中一个区求解,得到耦合边界上的局部热流密度和温度梯度,然后作为边界条件,求解另一个区域,从而得到耦合边界上新的温度分布,与原先假设的温度分布比较,如果不相符,再以此温度分布作为求解域的边界重复上述步骤直至收敛为止.但由于燃烧室的结构非常不规则、尺度分散度大,燃气流动、传热传质和燃烧的热物理过程很复杂,采用以上两种解法实际上有很大的不确定性和难度,需要在流动、传热传质和燃烧计算模型和计算机运算速度等方面有较大的突破才能实现工程应用;第 3 种是按非耦合问题处理.考虑到目前工程计算的允许,对于 $Pr > 0.7$ 的流体,可以把湍流换热问题不作耦合问题处理.首先,应用燃烧室三维两相气动热力计算程序计算火焰筒内外的气动热力参数,然后在热边界处,采用经验关系式给出对流换热系数、气膜绝热温比和辐射换热通量等参数,最后应用三维热分析程序求解火焰筒壁温场.

本文采用第 3 种处理方法,应用 ANSYS 软件的热分析模块来求解浮动瓦片的温度场. ANSYS 软件^[10]采用有限元法,把求解域离散为若干个单元体来进行求解.在稳态热分析中,各有限单元体任一节点的温度不随时间变化.其能量平衡方程的矩阵形式为: $[K]\{T\} = \{Q\}$.式中: $[K]$ 为传导矩阵,包含导热系数、对流系数及辐射率和形状系数; $\{T\}$ 为节点温度向量; $\{Q\}$ 为节点热流率向量,包含热生成.在浮动壁火焰筒中,浮动瓦片与燃气的传热和浮动瓦片与冷却气和承力壳体的传热是复合传热,包括对流和热辐射. ANSYS 热分析模块利用壁面效应单元可以非常灵活地在同一表面同时施加辐射热流通量和热对流换热边界条件.

3 温度场计算步骤和热边界条件处理

浮动瓦片温度场计算步骤如下: (1) 根据燃烧室三维气动热力计算程序计算火焰筒内外的气动热力参数,给出浮动瓦片周边的流体温度、压力和速度; (2) 采用经验关系式设定瓦片热边界辐射热流通量和对流换热边界条件; (3) 应用 UG 软件生

成浮动瓦片的三维参数化实体,由 ANSYS 软件读入实体的 IGS 文件;(4)应用 ANSYS 软件热分析模块把瓦片离散为若干个单元体后,采用有限元法来求解其三维温度场。图 2 是浮动瓦片的 UG 实体模型,实体未建立发散小孔。传热计算时,将发散小孔内的对流换热量分摊到冷、热壁面上。图 3 为浮动瓦片的热边界条件示意图,给出了浮动瓦片的辐射换热热量和对流换热系数的施加位置。

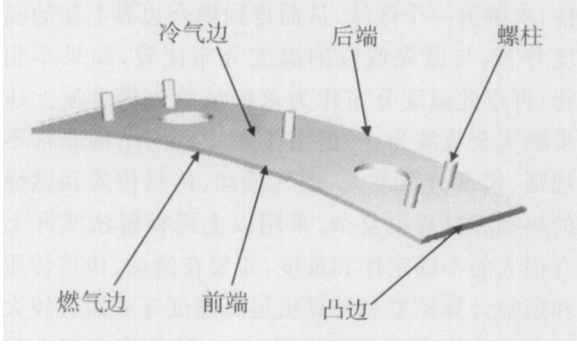


图 2 浮动瓦片三维参数实体

Fig. 2 3 D parameter entity of floating tile

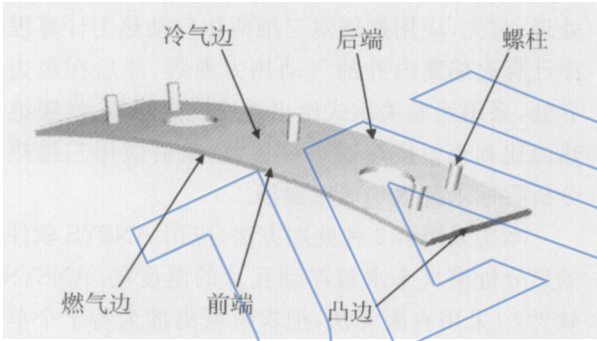


图 3 浮动瓦片的热边界条件

Fig. 3 Heat transfer boundary condition of floating wall

浮动瓦片与燃气的辐射换热热量 R_1 和浮动瓦片与承力壳体的辐射换热热量 R_2 均采用常规的经验关系式^[1,5],作为第 2 类边界条件施加。

$$R_1 = F \sigma \varepsilon_g T_g^{1.5} (T_g^{2.5} - T_w^{2.5}) \quad (1)$$

式中: R_1 是辐射换热通量 (W/m^2); F 是浮动瓦片为非黑体时引入的修正系数, $F = 0.5(1 + \varepsilon_w)$; ε_w 是壁面黑度,取值 0.6~0.7; T_g 是燃气温度 (K); σ 是 Stefan Boltzmann 常数, $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} W/(m^2 \cdot K^4)$; T_w 是火焰筒热面壁温 (K); ε_g 是燃气火焰的辐射系数。

$$\varepsilon_g = 1 - \exp[-0.290pL(fL_b)^{0.5}T_g^{-1.5}] \quad (2)$$

式中: p 是燃气压力 (Pa); L 是亮度因子,对煤油 $L = 1.7 \sim 6.0$; f 是局部油气比; L_b 是射流平均自由程,对于短环形燃烧室 $L_b = 0.6H_L$, H_L 为火焰

筒高度。

$$R_2 = \sigma \frac{\varepsilon_w \varepsilon_c}{\varepsilon_c + \varepsilon_w(1 - \varepsilon_c)} (T_w^4 - T_a^4) \quad (3)$$

式中: R_2 是辐射换热通量 (W/m^2); ε_w 是浮动瓦片的辐射系数,取值 0.6~0.7; ε_c 是承力壳体的辐射系数,取值 0.5~0.6; T_w 是浮动瓦片冷边壁温 (K); T_a 是冷却空气温度 (K)。

浮动瓦片与燃气的对流换热作为第 3 类边界条件施加。由于有发散孔气膜,其换热的温差为: $T_{aw} - T_c$ 。

$$T_{aw} = T_g - \eta_{lw} (T_g - T_c) \quad (4)$$

式中: T_{aw} 是气膜绝热温度 (K); η_{lw} 是气膜绝热温比; T_g 是燃气温度 (K); T_c 是冷却气温度 (K); 燃气温度 T_g 是三维气动热力计算程序得出的浮动瓦片近壁面温度。根据参考文献[11]有:

$$\eta_{lw} = (0.2 \sim 0.26)(x/d)^{(0.26 \sim 0.37)} \quad (5)$$

$$h_g = 0.023 \cdot E_g \cdot \frac{k_g}{D_L} \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.33} \quad (6)$$

式中: x/d 是无因次距离; h_g 是燃气与浮动瓦片对流换热系数 ($W/(m^2 \cdot K)$); E_g 是气膜换热增强系数; k_g 是燃气的导热系数 ($W/(m \cdot K)$); D_L 是火焰筒水力直径 (m); Re 是燃气的当地雷诺数; Pr 是燃气的普朗特数。

$$E_g = (1.0 \sim 1.1) + (0.046 \sim 0.061)[M(x/d)]^{0.6} \quad (7)$$

式中: M 是气膜吹灰比, $\rho V_c / \rho_g V_g$; x/d 是无因次距离。

根据参考文献[12,13],冷却空气对浮动瓦片冷边的冲击对流换热系数为:

$$h_c = 0.281 \cdot (k_a/d) \cdot \left(X_n/d \right)^{-1.29} \cdot \left(Z_n/d \right)^{0.071} \cdot (Re_d)^{0.76} \quad (8)$$

式中: h_c 是冲击换热系数 ($W/(m^2 \cdot K)$); k_a 是冷却空气的导热系数 ($W/(m \cdot K)$); X_n 是冲击孔间距 (m); Z_n 是冲击距离 (m); d 是冲击孔直径 (m); Re_d 是冲击孔雷诺数。

$$Re_d = \rho u_c d / \mu_c \quad (9)$$

式中: ρ 是冷却空气的密度 (kg/m^3); d 是冲击孔直径 (m); u_c 是冷却空气的冲击速度 (m/s); μ_c 是冷却空气的动力粘性系数 ($kg/(m \cdot s)$)。

根据文献[11],发散小孔内对流换热系数为:

$$h_h = 0.0184 \cdot E_h \cdot (Re_d)^{0.8} \quad (10)$$

式中: h_h 是发散孔内对流换热系数 ($W/(m^2 \cdot K)$); E_h 是换热增强系数, $E_h = 1.46 \sim 1.55$; Re_d 是发散孔雷诺数,其定义与公式(9)相同。

图 4 是浮动瓦片的有限元分网模型。实体采

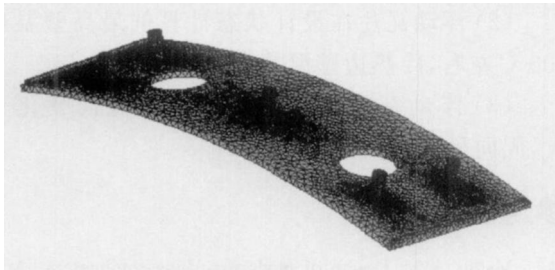


图4 浮动瓦片有限元网格

Fig. 4 Finite element mesh of floating tile

用3D10节点四面体单元(代号: SOLID87),共59 578个单元;瓦片冷、热表面覆盖热表面效应单元(代号: SU RF152),共11 603个单元.瓦片材料为GH536,其密度 ρ 为 $8\,23\times10^3\text{ kg/m}^3$,表面黑度 ε 为0.6.导热率和比热容见表1.

表1 GH536材料导热率和比热^[14]

Table 1 Thermal conductivity and specific heat of GH536 material

温度/K	473	573	673	873	1 073
导热系数 $k/$ ($\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$)	10.7	12.3	13.9	17.6	21.6
比热容 $c_p/$ ($\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$)	387.0	405.0	425.0	477.0	535.0

壁面热边界条件设定是根据燃烧室气动热力计算的结果,结合上述经验关系式计算给出的.辐射换热计算时,燃气平均温度的取值为2 152 K,燃气辐射率为0.85,斯-波常数 σ 为 $5.67\times10^{-8}\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K}^4)$.

4 温度场计算与试验结果分析

对模拟设计点状态下的浮动瓦片壁温场进行了计算.收敛精度为 10^{-3} ,采用温度迭代残差值 $(T_{n+1}-T_n)/T_n$ 作为收敛精度.对实体分网密度为59 578个单元和27 998个单元的模型进行了计算,最高温度值相差仅5℃,可认为网格密度已足够,对计算结果影响很小.

图5是浮动瓦片燃气边温度场的计算结果.从图5可看出:(1)燃气边最高温度不超过900℃;(2)在开有掺混大孔区域的壁温较低,这是由于掺混孔进气降低了其壁面附近的燃气温度,使得燃气与壁面的对流换热热量有所减少;(3)未开掺混孔的大部分区域壁温在839℃~869℃之间;(4)瓦片两侧端的局部壁温在869℃~899℃之间,其温度较高是因为气膜保护较差.

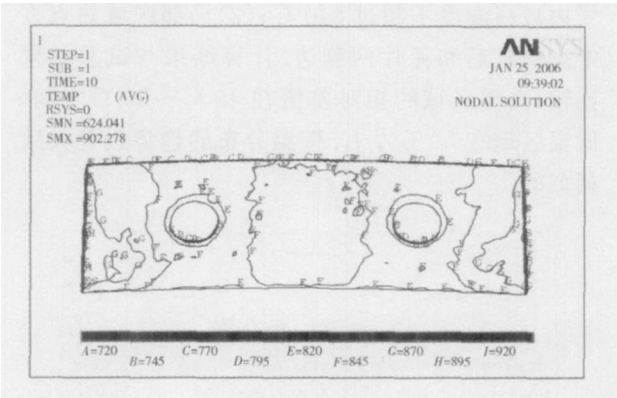


图5 浮动瓦片燃气边温度场(单位:℃)

Fig. 5 Temperature field of gas side on floating wall (Unit:℃)

图6是浮动瓦片在模拟设计点状态试验时燃气边示温漆显示结果.试验结果与计算结果比较,壁温分布趋势有相当的一致性.高温区域的计算和试验结果相差在20℃左右,低温区域在30℃~40℃之间.

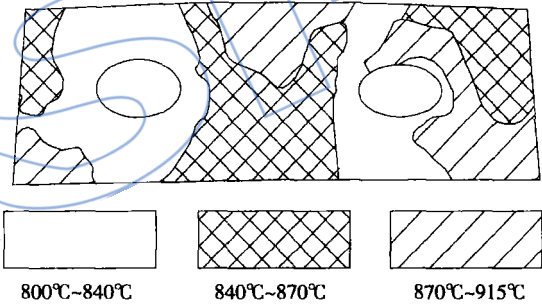


图6 浮动瓦片燃气边示温漆显示

Fig. 6 Display of temperature paint for gas side of floating wall

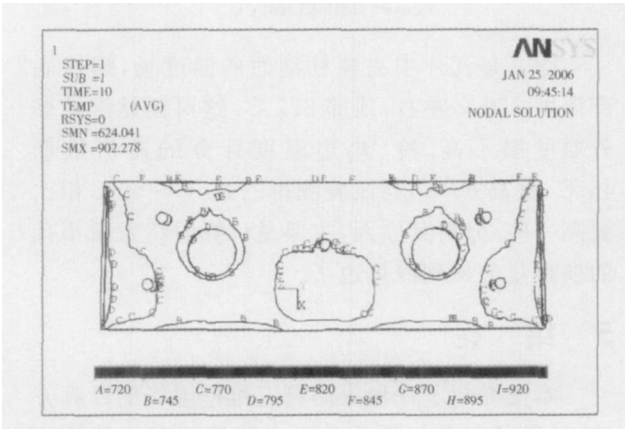


图7 浮动瓦片冷气边温度场(单位:℃)

Fig. 7 Temperature field of cooling side on floating wall (Unit:℃)

图7和图8分别是浮动瓦片冷气边在模拟设计点状态的计算和试验结果.从图7可知:(1)冷

气边最高温度不超过 840 ℃; (2) 局部区域热点在中央螺柱后和瓦片两侧边. 计算结果与试验结果比较, 高温区域的相对差值在 40 ℃~ 50 ℃之间, 低温区域在 50 ℃左右. 壁温分布的趋势也是大致相似的.

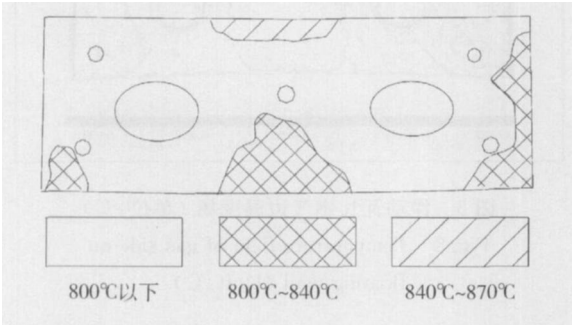


图 8 浮动瓦片冷气边示温漆显示

Fig. 8 Display of temperature paint for cooling side of floating wall

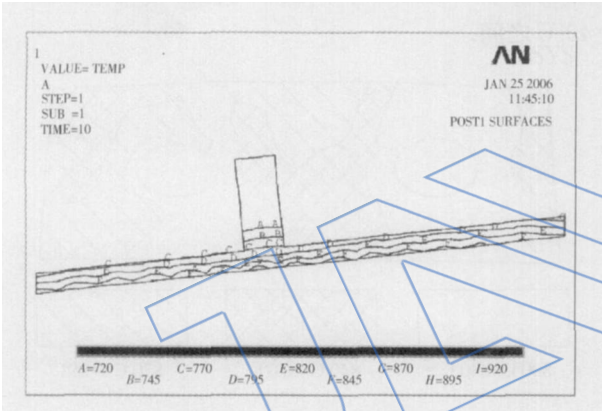


图 9 中央螺柱剖面温度场 (单位: ℃)

Fig. 9 Temperature field on the section of center bolt (Unit: ℃)

图 9 是瓦片中央螺柱剖面的温度场, 螺柱底部温度 850 ℃左右, 顶部 627 ℃. 这可预见浮动壁外层壁温不高. 冷、热边温度计算的差值最低 46 ℃, 最高 63 ℃, 与试验测得的 25 ℃~ 50 ℃相比要高一些. 分析其原因, 主要是计算时将发散小孔的换热量分摊到冷热边了.

5 结 论

本文介绍了一种火焰筒三维壁温场的计算方法, 计算了一个新型浮动壁火焰筒浮动瓦片的三维稳态壁温场. 将浮动瓦片壁温场的计算结果与试验结果进行了对比分析, 得出如下结论:

(1) 采用 ANSYS 程序热分析模块计算火焰筒与高温燃气的复合换热得到了与试验结果趋势一致的结果. 计算值与试验值的相对误差在 6% 左右.

(2) 浮动瓦片在设计状态计算的最高壁温在 900 ℃左右, 冷热边壁温差在 50 ℃.

(3) 浮动瓦片壁温梯度沿燃气流向变化不大, 周向呈周期性变化.

参考文献:

[1] Meller A M. Design of modern turbine combustors [M]. New York: Academic Press Inc., 1990

[2] Mereno V. Combustor liner durability analysis, final report (Prat and Whitney Aircraft Group) [R]. NASA-CR-165250, 1981

[3] 赵清杰, 李彬. 浮动瓦片冷却结构在燃烧室中的应用和发展[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2001, 14(1): 10-13.

ZHAO Qingjie, LI Bin. Application and development of floating panel cooling structure in combustors [J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2001, 14(1): 10-13

[4] Holman J P. Heat transfer [M]. New York: McGraw-Hill Book Company, 1976

[5] Lefebvre A H. Gas turbine combustion [M]. New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1983

[6] Gleason C C, Ollen T L, Shaveson M W, et al. Evaluation of fuel character effects on F101 engine combustion system [R]. AD A077860, 1979

[7] 韩振兴, 朱谷君, 冀守礼, 等. 气膜冷却燃烧室火焰筒二维壁温分布计算[J]. 航空动力学报, 1995, 10(1): 83-86

HAN Zhenxing, ZHU Gujun, JI Shouli, et al. Film cooling combustor tube 2D wall temperature distribution calculations[J]. Journal of Aerospace Power, 1995, 10(1): 83-86

[8] 董志锐, 周四平, 王舟山, 等. 复杂边界条件下的多层多孔壁温度场的计算模型[J]. 航空学报, 1999, 20(5): 405-408

DONG Zhirui, ZHOU Siping, WANG Zhoushan, et al. Calculating model for temperature field of multilayer and multi hole wall under complex boundary conditions[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 1999, 20(5): 405-408

[9] 陶文铨. 数值传热学[M]. 第 2 版. 西安: 西安交通大学出版社, 2001

[10] Hallquist J O. ANSYS release 5.7. Thermal analysis guide[M]. ANSYS Inc., 1998

[11] 俞文利, 林宇震, 刘高恩. 冲击加多斜孔双层壁冷却方式多斜孔内换热研究[J]. 航空动力学报, 2001, 16(4): 365-369

YU Wenli, LING Yuzhen, LIU Gaoen. Investigation of heat transfer inside inclined multihole in the impingent inclined multihole double wall [J]. Journal of Aerospace Power, 2001, 16(4): 365-369

[12] Andrews G E, Tehrani F B. Small diameter film cooling hole heat transfer: the influence of the number of holes [R]. ASME 89-GT-7, 1989

[13] Andrews G E, Asere A A. Transpiration and impingement/effusion cooling of gas turbine combustion chambers [R]. ISABE 85-7005, 1985

[14] 《中国航空材料手册》编辑委员会. 中国航空材料手册 [M]. 北京: 中国标准出版社, 2002