

文章编号:1000-8055(2008)11-1982-06

一类冷却导向叶片的多学科设计优化

宋迎东¹, 张福军^{1,3}, 岳珠峰², 蔡显新³

(1. 南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210006;

2. 西北工业大学 力学与土木建筑学院, 西安 710072;

3. 中国航空动力机械研究所, 株洲 412002)

摘 要: 提出含冲击、孔排及尾缘劈缝气膜、扰流柱复合冷却方式的燃气涡轮导向叶片多学科设计优化的一种方法. 介绍了研究对象的结构特点、换热系数计算方法并给出了部分计算公式. 建立了一种一类冷却导向叶片的多学科设计优化模型, 以某燃气涡轮导向叶片为例, 进行了多学科设计优化, 获得了较好的效果.

关 键 词: 燃气涡轮; 导向叶片; 冷却; 多学科优化设计

中图分类号: V231.1

文献标识码: A

Multidisciplinary design optimization of a cooling vane

SONG Ying-dong¹, ZHANG Fu-jun^{1,3}, YUE Zhu-feng², CAI Xian-xin³

(1. College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016;

2. Engineering Mechanics Department, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072;

3. China Aviation Powerplant Research Institute, Zhuzhou 412002)

Abstract: A multidisciplinary design optimization (MDO) procedure for a vane with jet impinging cooling, film cooling of slots and holes, pin-fin array cooling was proposed in this paper. The structure of the vane and the prediction method of heat transfer were discussed and some of the formulas are presented. A mathematic model is established for multidisciplinary design optimization of a vane. A vane of a gas turbine is taken as an example to be optimized by using the procedure presented in this report. The obtained results show that the presented procedure is efficient.

Key words: gas turbine; vane; cooling; multidisciplinary design optimization

提高涡轮前温度是提高燃气涡轮发动机性能的重要途径. 涡轮前温度从上个世纪 50 年代 1 100 K 左右逐年提高, 发展到目前的 2 000 K 左右. 涡轮进口温度的不断提高, 已经远远超过叶片材料的熔点, 燃气涡轮叶片将首当其冲地受到影响, 因而对其气动、冷却及强度设计提出了严峻的挑战.

目前燃气涡轮叶片一般采用各学科相对独立的设计方法, 其效率较低, 综合设计质量难以提

高. 即便某个学科获得了较好的结果, 而另一学科的结果可能很不理想. 为此本文对一种涡轮导向叶片的多学科设计优化方法进行研究, 该方法考虑了冲击、扰流柱排、孔排及尾缘槽缝气膜等冷却方式. 多学科设计优化 (MDO, multidisciplinary design optimization) 是一种通过充分探索和利用工程系统中相互作用的协调机制来设计复杂系统和子系统的方法^[1]. 其主要思想是, 在复杂系统设

收稿日期:2007-10-26; 修订日期:2008-04-07

基金项目:湖南省自然科学基金(05JJ30002); 航空科学基金(05c52013)

作者简介:宋迎东(1969-), 男, 安徽太湖人, 教授, 博士, 主要从事结构强度振动, 多学科设计优化, 材料, 可靠性, 载荷等方向的研究. E-mail:ydsong@nuaa.edu.cn

计的整个过程中,集成各个学科知识,应用有效的设计优化策略,通过充分利用各个学科之间的相互作用所产生的协同效应获得系统的整体最优解,同时缩短设计周期.通过本文方法的研究,以期能提高涡轮带冠叶片的设计质量和设计效率.

1 结构简介

图 1 为研究的涡轮导向叶片的结构示意图.来自压气机的冷却空气通过冲击管冲击叶片的内部壁面(参见图 2).冲击冷却由一股或多股冷气射流冲击热表面,在冲击驻点区形成强行的对流换热.这种冷却方式适用于重点冷却局部热表面,对于大面积的冲击冷却必须采用冷气射流孔阵或多排缝射流.冲击冷却主要用于叶片内部前缘冷却.

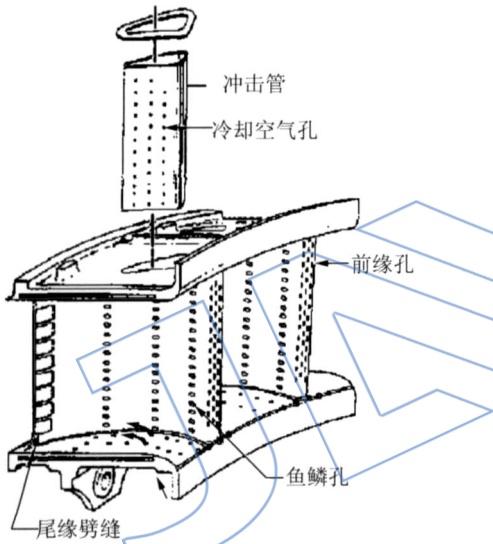


图 1 导向叶片的结构示意图
Fig. 1 A vane structure

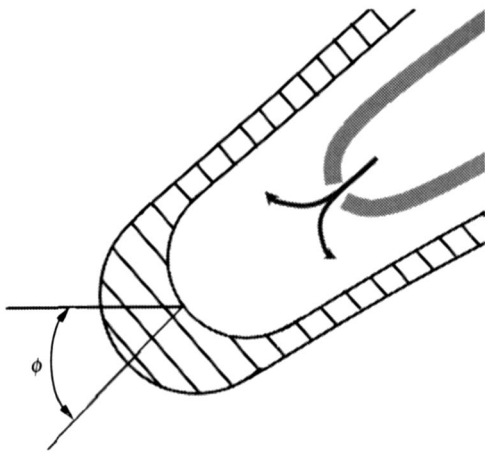


图 2 前缘冲击冷却
Fig. 2 Jet impinging cooling

在冲击冷却之后冷却空气经过前缘孔、鱼鳞孔、中弦孔和尾缘劈缝用作气膜冷却.气膜冷却从热表面的孔排或缝隙中吹出冷气流,并在热表面上形成一层冷气膜,用以阻隔热燃气对固体表面的加热.这是一种十分有效的热防护措施,同时还可以阻隔热燃气对固体的腐蚀.由于冷气膜与主燃气不断掺混,故沿流动方向其隔热作用逐渐下降,为了保持气膜的隔热作用,就需要在一排气膜实效处再喷出冷气形成新的气膜.涡轮叶片上气膜孔径一般为 0.3~1 mm.冷气射流轴线与主气流的夹角被称为入射角,由于构造上的原因,涡轮叶片上的构造角较大.

由于叶片尾缘较薄,其内部很难布置有效的冷却结构,目前常采用在空心的叶片尾缘缝隙中安排交错排列的扰流柱(参见图 3),以提高空心叶片尾缘中空气流对叶片尾缘内壁的换热系数.通常扰流柱带来的换热面积增加在 6%~10%之间,带来的换热系数增加可在一倍以上.除叶片尾缘以外在叶片前缘、叶盆、叶背的冷却结构中也常采用扰流柱以强化与冷却气流的换热.本文仅考虑叶身的优化问题,因此在分析模型中将不包括上下缘板.

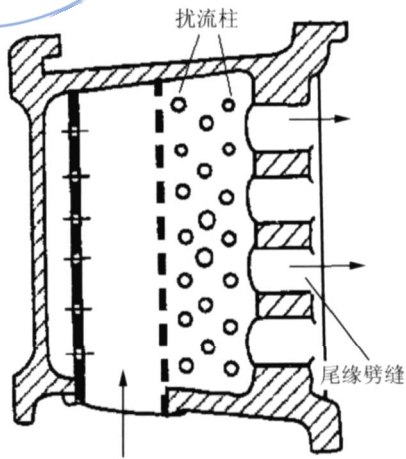


图 3 尾缘处的扰流柱强化冷却
Fig. 3 Pin-fin array cooling

2 多学科设计与分析

涡轮冷却导向叶片的设计主要涉及气动、结构、传热、强度等学科.由于在设计优化的过程中,需要反复对叶片进行多学科分析,因此在分析方法上应对精度和时间上进行权衡.本文在不同学科选用的分析方法如下:

- 1) 叶片造型采用传统的抛物线/双组线造型方法;

2) 气动分析选择耗时较少且具有良好精度的 S_1 - S_2 两类流面迭代的准三维方法;

3) 热传导采用经验公式,根据流场数据及叶片各个不同部位计算换热系数,然后采用三维有限元的方法进行温度场计算.温度场计算的有限元网格与强度分析的有限元网格相同;

4) 强度分析采用三维有限元方法进行叶片强度分析.

气动分析的输出流场数据将作为热传导(换热系数和温度场)分析和的输入数据,叶片造型获得的叶型数据将作为三维有限元网格生成的输入数据.多学科分析步骤如下所示.

本文进行三维叶片换热系数计算的过程为:

1) 气动设计,包括叶片造型、叶片径向积叠、 S_2 计算、 S_1 计算等,以便获得流场分布及出口处的效率、损失、膨胀比等参数,这些数据一方面将作为换热系数计算、温度场计算、结构强度分析的输入数据,另一方面可供优化设计(目标函数、约束条件等)选用;

2) 根据气动设计输出的叶型数据,自动生成 3 个以上截面的二维有限元网格,这些二维网格的单元及节点都是一一对应的;

3) 对于每一个截面,将气动设计及空气系统设计获得的气体速度和温度等插值到有限元节点上,将冲击孔、气膜孔位置与节点号关联起来,采用经验公式计算每个节点上的换热系数;

4) 采用超单元法由二维有限元网格生成三维有限元网格,通过插值的方法获得三维网格节点上的换热系数及气体温度值,并由此自动生成叶片温度场的有限元分析数据,其中包括换热系数边界条件和气体温度边界条件;

5) 进行三维有限元温度场分析,根据温度场分析获得温度数据以及气动设计时生成的压力数据,自动生成三维有限元应力分析数据,其中包括温度和气动载荷边界条件,同时输出最高温度值以供优化设计选用;

6) 三维有限元应力分析,输出每个节点的应力供持久寿命分析用,输出最高应力、最大位移、叶片重量等以供优化设计选用;

7) 根据每个节点的温度、应力值以及持久寿命方程计算相应的持久寿命,输出最低寿命值以供优化设计选用.

3 叶片换热系数计算

在进行叶片温度场计算前,首先要获得与叶

片内外边界接触的气体温度、气体流速及换热系数作为有限元分析的边界条件.为了缩短计算时间,本文采用经验公式^[2-4]计算换热系数,以获得求解热传导方程所需要的边界条件.叶片外表面的气体温度和气体流速可通过 S_1 流面的计算获得.

换热系数的计算是针对二维有限元网格进行的.如图 4 所示,采用 8 节点四边形单元,沿叶片厚度方向仅划分一层单元,内外表面节点对的距离可用于确定叶片各处的厚度,可由本文采用的换热系数公式计算.

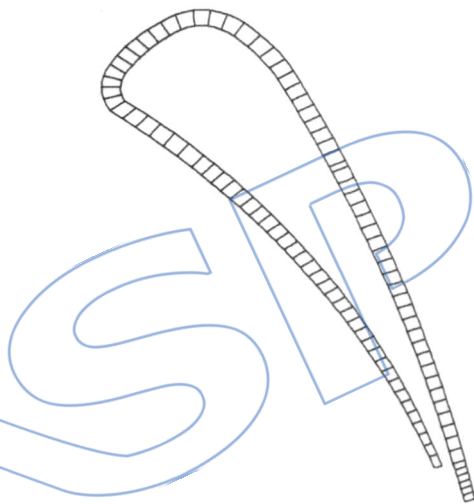


图 4 截面二维有限元网格

Fig. 4 2-D FEM mesh

如图 5 所示,叶盆(或叶背)层流区 i 节点处的换热系数 h_i 为

$$h_i = \frac{0.332 \cdot \lambda \cdot \sqrt[3]{Pr}}{s_i \cdot \sqrt{\rho \cdot u_i \cdot s_i / \mu}} \quad (1)$$

紊流区 i 节点处的换热系数为

$$h_i = \frac{0.0296 \cdot \lambda \cdot \rho \cdot u_i \cdot s_i / \mu^{0.8} \cdot \sqrt[3]{Pr}}{s_i} \quad (2)$$

$$s_i = \sum_{j=1}^{j=i} \sqrt{(x_j - x_1)^2 + (y_j - y_1)^2} \quad (3)$$

其中: x_i, y_i 为 i 节点的坐标, u_i 为 i 节点处的气体速度, λ 为材料导热系数, Pr 为普朗特数, ρ 为密度, μ 为粘度.

对于前缘部位

$$h_i = \frac{k \cdot \lambda \cdot [1.14 - \sqrt{\rho_\infty \cdot u_\infty \cdot s_i / \mu}]}{2} \cdot \frac{(Pr)^{0.4} (1 - 2 |(\alpha - \alpha_0) / \pi|^3) l}{\sqrt{(x_1 - x_0)^2 + (y_1 - y_0)^2}} \quad (4)$$

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{y_r - y_0}{x_r - x_0} \right), \alpha_0 = \tan^{-1} \left(\frac{y_q - y_0}{x_q - x_0} \right)$$

$$x_0 = \frac{[(x_p^2 - x_q^2) + (y_p^2 - y_q^2)](y_p - y_r) - \leftarrow [(x_p^2 - x_r^2) + (y_p^2 - y_r^2)](y_p - y_q)}{2[(y_p - y_q)(x_p - x_r) - (y_p - y_r)(x_p - x_q)]}$$
$$y_0 = \frac{[(x_p^2 - x_r^2) + (y_p^2 - y_r^2)](x_p - x_q) - \leftarrow [(x_p^2 - x_q^2) + (y_p^2 - y_q^2)](x_p - x_r)}{2[(y_p - y_q)(x_p - x_r) - (y_p - y_r)(x_p - x_q)]}$$

其中 $k = 1.2 \sim 1.8$, 下标 ∞ 表示来流, r, q, p 为圆弧的起、止、中点。

冷却叶片内部流场采用现有的空气系统分析软件获得,并参与优化循环。

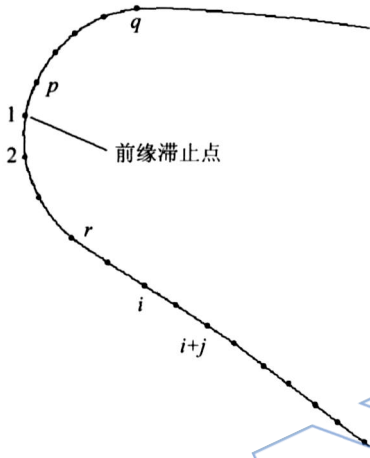


图 5 计算节点的换热系数

Fig. 5 Nodes for heat transfer coefficients calculation

8 节点四边形单元每条边有 3 个节点,如图 6 所示,采用一条单元边 k 对绕流柱排进行模拟,边中点位于绕流柱中心。单元边 k 处 3 个节点的平均努塞尔数可采用有关公式^[2]进行计算。

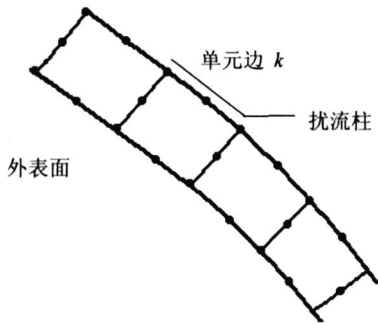


图 6 扰流柱与单元关联

Fig. 6 Pin-fin associated with an element

气膜孔中心处需设置一节点,例如节点 i (见图 5),其下游各节点的换热系数为

$$h_{i+j} = h_{0i+j} \left[k_1 - k_2 \frac{T_g - T_c}{T_g - T_w} \overline{M}^{0.6} \left(\frac{S_{i+j}}{r} \right)^{-0.5} \right]$$
$$j = 0, 1, \dots \quad (5)$$

$$S_{i+j} = \sum_j \sqrt{(x_{i+j} - x_i)^2 + (y_{i+j} - y_i)^2} \quad (6)$$

其中 h_0 为相同主流情况下无气膜孔时的平均换热系数; k_1, k_2 为系数, α 为气膜孔中心线与表面切面的夹角; $\overline{M}$ 为吹风比,下标 c, g 分别为燃气和冷却气; r 为气膜孔半径。

4 超单元方法

叶片换热系数的计算是针对若干个叶片截面进行的。在采用超单元方法由二维网格生成三维网格的同时,将换热系数及气体温度插值到三维有限元网格的表面节点上。

现以 3 个截面为例说明采用超单元法生成三维有限元网格以及进行换热系数、气体环境温度的插值计算过程。如图 7 所示,由 3 个截面上相互对应的 3 个四边形单元联成一个 20 节点六面体超单元,给定沿 (ξ, η, ζ) 3 个方向所需划分的单元数(一般为均匀划分),并由此确定每个生成节点的 (ξ, η, ζ) 坐标值。超单元内部各划分点的坐标 (X, Y, Z) 及换热系数 (H) 环境温度 (T) 由下式确定

$$U = \sum_i^{20} N_i(\xi, \eta, \zeta) u_i,$$

$$(U = X, Y, Z, H, T; u_i = x_i, y_i, z_i, h_i, t_i) \quad (7)$$

其中 (x_i, y_i, z_i) 为超单元的节点坐标, h_i, t_i 为超单元节点处的换热系数和环境温度, N_i 为形函数, (ξ, η, ζ) 为划分节点在单元内的局部坐标。

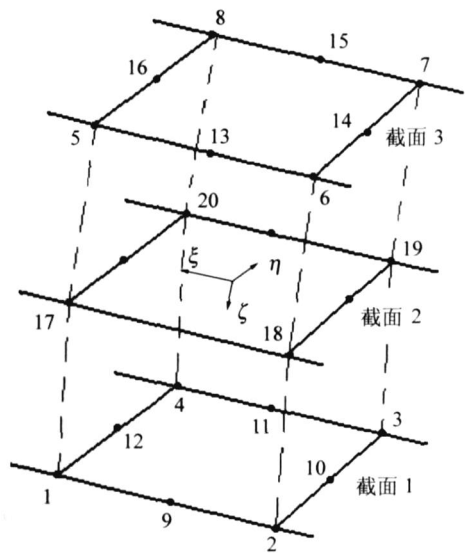


图 7 超单元

Fig. 7 Super elements

换热系数和环境温度只需在叶片表面进行插值,设单元局部坐标沿叶片厚度方向为 η ,则可

分别设 $\eta = \pm 1$, 采用式(7)进行插值. 对截面每个单元都进行上述计算, 可生成整个叶片的三维有限元网格及其表面的换热系数和环境温度值.

5 优化数学模型

优化设计的数学模型由设计变量、目标函数和约束条件 3 个要素构成.

1) 设计变量: 可选择的设计变量包括(参见图 1 和图 8)叶型的最大厚度, 最大厚度相对于弦线的位置, 前缘构造角, 尾缘构造角, 前缘楔角, 尾缘楔角, 安装角, 前缘圆头半径, 叶片的壁厚(分布) t , 劈缝到尾缘的长度 L , 气膜孔排数和直径, 叶盆夹层绕流柱排数, 叶背夹层绕流柱排数, 尾缘绕流柱排数, 各绕流柱直径和高度, 绕流柱之间沿叶高的距离, 夹层出口最小面积, 前缘冲击孔直径等. 这些设计变量当中有些是连续型的, 如 t, L , 绕流柱直径和高度, 冲击孔直径等, 有些是离散型的, 如气膜孔排数, 绕流柱排数等, 在进行优化计算时应选择适当的优化方法.

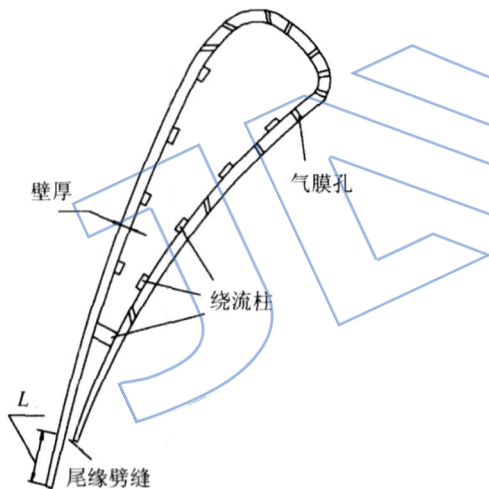


图 8 部分可供选择的设计变量
Fig. 8 Some design variables

2) 约束条件: 在性态约束方面可选择, 如最高温度, 寿命、效率、损失、马赫数沿叶盆叶背的分布形式, 重量等. 值得注意的是 L 的取值不应使喉部位置落在尾缘劈缝处.

3) 目标函数: 与约束条件的情况相类似, 目标函数可最高温度, 寿命、效率、损失、马赫数沿叶盆叶背的分布形式, 重量等参数中进行选择. 可选择一个或多个. 当选择多个性能参数时, 为多目标优化问题, 应采用多目标优化的方法进行求解.

优化数学模型可表达为

$$\min f(X), X = [x_1, x_2, \dots, x_n]^T,$$

$$X \in D \subset R^n$$

$$D = g_i(X) \leq 0, (i = 1, 2, \dots, m) \tag{8}$$

式中 $f(X)$ 为单或多目标函数, $X = [x_1, x_2, \dots, x_n]^T$ 为设计变量, R^n 为实欧氏空间, $g_i(X)$ 为约束函数.

6 应用研究

采用本文方法某燃气涡轮导向叶片进行多学科设计优化. 设计变量选择叶片壁厚、 L (见图 8), 气膜孔排数, 叶盆夹层绕流柱排数, 叶背夹层绕流柱排数, 尾缘绕流柱排数等. 优化前后这些变量值列于表 1. 约束函数包括效率 $\geq 85\%$, 重量 $\leq 0.251\text{ kg}$. 目标函数为持久寿命最长. 采用自行开发的多学科设计优化软件进行设计优化, 分别采用了可同时处理离散变量和连续变量的复合型法和遗传算法进行优化. 图 9 为叶片中截面表面马赫数分布图, 图 10 为优化后的叶片温度分布图, 图 11 为应力分布图. 表 2 列出了燃气涡轮导向叶片优化结果. 寿命延长了近 2 倍, 获得了较好的效果.

表 1 优化前后设计变量值
Table 1 Design values before and after optimization

设计变量	优化前	优化后
叶片壁厚/mm	1.40	1.26
L /mm, 见图 8	3.00	2.72
气膜孔排数	3	4
叶盆夹层绕流柱排数	4	5
叶背夹层绕流柱排数	3	4
尾缘绕流柱排数	5	6

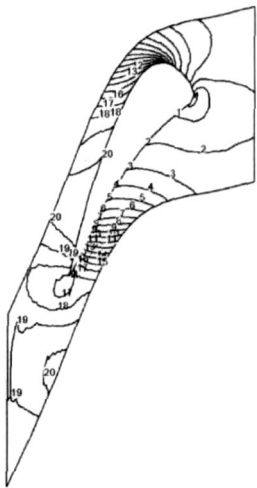


图 9 叶片中截面马赫数分布

Fig. 9 Mach number distribution on the mid-section

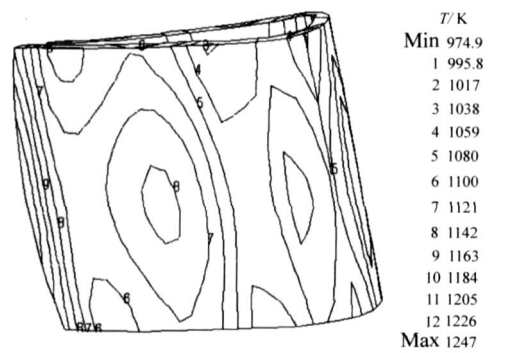


图 10 温度分布
Fig. 10 Temperature distribution

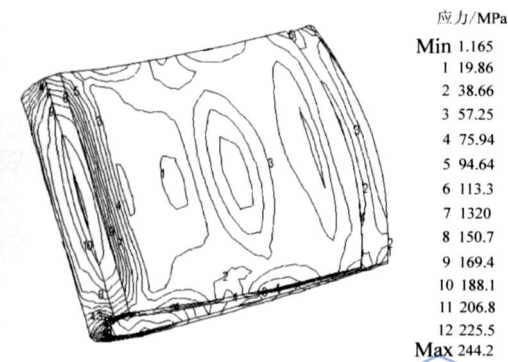


图 11 应力分布
Fig. 11 Stress distribution

表 2 燃气涡轮导向叶片优化结果

Table 2 Results of the optimization of the vane

状态	最高温度/ °C	最高应力/ MPa	持久寿命/ h
优化前	1285	269.5	4353
优化后	1247	244.2	8384
优化率 %	2.9	9.4	192.6

7 结 论

现代冷却叶片含冲击、扰流柱排、孔排及尾缘槽缝气膜等冷却方式,结构复杂,设计分析难度大.本文探讨了一类燃气涡轮冷却叶片的多学科优化方法.提出的经验公式与有限元相结合的换热系数计算方法考虑了上述各种冷却方式的影响,具有简单、实用、省时、有效的特点.发展的多学科优化方法同时考虑了气动、结构、传热、强度等多学科,为获得这类叶片多学科综合最优设计结果,缩短设计周期,提供了有效手段.

参考文献:

[1] CAI Xianxin. MDO of gas turbine engines[J/ CD]. 2004, (9): 5-10. Beijing: Tsinghua University Press. Computational Mechanics, WCCM VI in Conjunction with AP- COM '04.

[2] 曹玉璋. 航空发动机传热学[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2005.

[3] Metzger D E. Heat transfer with film cooling near non tangential injection slots[J]. ASME, J. of Eng. for Power, 1968, 90(1): 157-163.

[4] 《航空发动机设计手册》总编委. 航空发动机设计手册 16 册空气系统及传热分析[M]. 北京:航空工业出版社,2001.