

采用流体网络与气热耦合方法的涡轮叶片复合冷却结构改型设计

颜培刚*, 史亮, 王祥锋, 韩万金

哈尔滨工业大学能源科学与工程学院, 哈尔滨 150001

*E-mail: peigang_y@sina.com

收稿日期: 2013-03-04; 接受日期: 2013-09-30

国家自然科学基金委员会创新研究群体(批准号: 51121004)和国家自然科学基金(批准号: 50706009)资助项目

摘要 将流体网络方法应用于高性能涡轮叶片复合冷却结构的设计中, 开发了气热耦合数值计算方法, 并对其进行了可靠性验证. 对采用复合冷却方式的某型高压动叶内部冷却结构进行基于流体网络分析的快速预测, 评估其气动与传热特性. 针对网络分析结果, 提出3种改进措施, 即调整不同冷却通道冷却气体流量、减小通道转弯结构流阻、以及调整局部高温区的内冷几何结构. 通过全三维燃气-固体叶片-冷却气流耦合计算验证, 指出改型设计降低了叶片表面最高温度, 整体温度分布更加均匀, 冷气入口参数匹配合理. 结果表明, 计算方法大大缩短了涡轮叶片复杂冷却结构的设计周期.

关键词
数值模拟
涡轮叶片
气热耦合
复合冷却结构
流体网络

提高涡轮燃气进口温度对改善发动机性能, 特别是对提高推重比具有极其重要的意义. 目前, 随着高性能航空发动机涡轮前温度的不断提高, 采用单一的冷却方式已经无法满足涡轮叶片冷却的需要, 因此采用由多种冷却方式组合的新型冷却技术, 实现“内冷-外冷”一体化设计的概念越来越受到研究者的关注^[1-3]. 高效的冷却结构能够合理分配冷却气体、降低叶片表面温度及热应力, 同时减轻叶片的重量, 从而提升发动机的推重比. 故此, 如何构建合理的叶片内冷结构是整个涡轮设计的关键问题之一.

在气冷涡轮气热耦合的研究方面, 已有大量研究成果^[4-9], 集中于复杂冷却结构的机理研究、多场耦合数值计算以及结构设计. 近年来流体网络法在气冷涡轮中的研究方面日益增多. 流体网络法是一种将复杂流路提出主要元素, 归结为由节点和单元

构成的网络系统的分析办法^[10]. 它能够将复和冷却结构复杂的几何信息和各冷却方式之间的关联用网络节点的拓扑关系进行表达, 综合考虑气动与传热的影响因素, 确定沿程各节点压力、温度、流量等参数, 同时实现耦合外部全三维黏性流场高精度求解. 国内外学者进行了一定程度的研究, Thomas 和 Geoge^[11]开发了涡轮叶片内冷网络多学科优化设计体系, 并对叶型和冷却腔的几何形状做了基于冷却效率和寿命的优化设计. Lee 和 Vafai^[12], Bladauf 和 Scheurlen^[13], Hwang 和 Liu^[14]、曾军和卿雄杰^[15]成功地应用经验关联准则预测考虑复杂冷却结构的叶片气动与换热特性. 2009年侯升平等人^[16]开发了针对空气系统的管网计算程序, 并将经过验证的程序应用到某航空发动机空气冷却系统初步设计方案的校核和改进中. 王松等人^[17]采用改进的高斯消元法来

求解稳定的大型系数矩阵线性方程组, 并将其应用于叶片内部流动的性能估算. 郭文等人^[18]通过适用于内部冷却流体的经验关联式, 完成了对具有较复杂冷却结构的高压动叶进行了改型设计.

为了满足实际燃气涡轮叶片的设计, 需要将内部网络节点和外部流场耦合起来, 以实现复杂冷却结构的改型设计以及多级叶片气热耦合计算, 目前这样的研究成果还不多见. 本文将重点集中在对涡轮叶片内冷结构的流动阻力和换热特性的研究上, 通过开发适用于多级复合冷却气冷涡轮“流场/网络分析”的气热耦合计算程序, 并应用到具有复杂结构的气冷涡轮叶片的气动和传热设计中, 快速地预测多种冷却方案, 提出改进措施并进行气动性能、传热效果、冷气分配等的评估, 然后通过全三维多场耦合计算验证确定最终的改进方案. 本文对某型高压涡轮动叶复杂冷却结构进行了改进设计, 与高温燃气流场-固体温度场-冷却流场全三维耦合计算相比, 所需计算量大幅减少, 耦合速度大大提高, 在实现具有复合冷却结构的涡轮叶片气热耦合计算的同时, 大大降低复杂冷却结构的设计周期.

1 气热耦合模型

1.1 流动控制方程

采用雷诺平均的全三维 N-S 方程组^[19], 其柱坐标系 (z, r, θ) 形式的控制方程为

$$\frac{\partial \mathbf{U}}{\partial t} + \frac{\partial \mathbf{E}_c}{\partial z} + \frac{\partial \mathbf{F}_c}{\partial r} + \frac{\partial \mathbf{G}_c}{r \partial \theta} = \frac{\partial \mathbf{E}_v}{\partial z} + \frac{\partial \mathbf{F}_v}{\partial r} + \frac{\partial \mathbf{G}_v}{r \partial \theta} + \mathbf{Q}, \quad (1)$$

$$\mathbf{U} = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ \rho w \\ \rho e \end{bmatrix}, \mathbf{E}_c = \begin{bmatrix} \rho u \\ p + \rho u^2 \\ \rho uv \\ \rho uw \\ (e+p)u \end{bmatrix}, \mathbf{F}_c = \begin{bmatrix} \rho v \\ \rho uv \\ p + \rho v^2 \\ \rho vw \\ (e+p)v \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{G}_c = \begin{bmatrix} \rho w \\ \rho uw \\ \rho vw \\ p + \rho w^2 \\ (e+p)w \end{bmatrix}, \mathbf{E}_v = \begin{bmatrix} 0 \\ \tau_{zz} \\ \tau_{zr} \\ A_z \end{bmatrix}, \mathbf{F}_v = \begin{bmatrix} 0 \\ \tau_{rz} \\ \tau_{r\theta} \\ A_r \end{bmatrix}, \mathbf{G}_v = \begin{bmatrix} 0 \\ \tau_{\theta z} \\ \tau_{\theta r} \\ A_\theta \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{Q} = \frac{1}{r} \begin{bmatrix} -\rho v \\ -\rho uv - \tau_{zr} / Re \\ \rho((w + \omega r)^2 - v^2) - (\tau_{rr} - \tau_{\theta\theta}) / Re \\ -2\rho v(w + \omega r) - 2\tau_{r\theta} / Re \\ \rho v \omega^2 r^2 - (e+p)v - \sum_j \tau_{rj} u_j / Re \end{bmatrix},$$

$$A_z = u\tau_{zz} + v\tau_{z\theta} + w\tau_{zr} + \kappa \frac{\partial T}{\partial z},$$

$$A_\theta = u\tau_{\theta z} + v\tau_{\theta\theta} + w\tau_{\theta r} + \kappa \frac{\partial T}{r \partial \theta},$$

$$A_r = u\tau_{rz} + v\tau_{r\theta} + w\tau_{rr} + \kappa \frac{\partial T}{\partial r}.$$

其中 $\mathbf{U} = \mathbf{J}[\rho, \rho u, \rho v, \rho w, \rho e]^T$ 为控制方程守恒变量, 基本物理量分别为密度、速度和内能, \mathbf{J} 为雅克比矩阵, $\mathbf{E}_c, \mathbf{F}_c, \mathbf{G}_c$ 为无黏通量, $\mathbf{E}_v, \mathbf{F}_v, \mathbf{G}_v$ 为黏性通量, \mathbf{Q} 为源项. 方程的求解采用基于密度的有限差分方法.

1.2 湍流模型

为了实现在流固边界的温度边界层模拟方面具有较高的求解精度, 本文应用考虑边界层转捩的 SST- $k-\omega$ 湍流模型^[20], 其柱坐标系下的控制方程具有与(1)式相同的形式:

$$\frac{\partial \mathbf{U}}{\partial t} + \frac{\partial \mathbf{E}_c}{\partial z} + \frac{\partial \mathbf{F}_c}{\partial r} + \frac{\partial \mathbf{G}_c}{r \partial \theta} = \frac{\partial \mathbf{E}_v}{\partial z} + \frac{\partial \mathbf{F}_v}{\partial r} + \frac{\partial \mathbf{G}_v}{r \partial \theta} + \mathbf{Q}. \quad (2)$$

1) 柱坐标系下的 $k-\omega$ 方程

$$\mathbf{U} = \begin{bmatrix} \rho k \\ \rho \omega \end{bmatrix}, \mathbf{E}_c = \begin{bmatrix} \rho k u \\ \rho \omega u \end{bmatrix}, \mathbf{F}_c = \begin{bmatrix} \rho k v \\ \rho \omega v \end{bmatrix}, \mathbf{G}_c = \begin{bmatrix} \rho k w \\ \rho \omega w \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{E}_v = \begin{bmatrix} \left(\frac{\mu}{Re} + \frac{u_t}{\sigma_{q_1}} \right) \frac{\partial k}{\partial z} \\ \left(\frac{\mu}{Re} + \frac{u_t}{\sigma_{q_2}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial z} \end{bmatrix}, \mathbf{F}_v = \begin{bmatrix} \left(\frac{\mu}{Re} + \frac{u_t}{\sigma_{q_1}} \right) \frac{\partial k}{\partial r} \\ \left(\frac{\mu}{Re} + \frac{u_t}{\sigma_{q_2}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial r} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{G}_v = \begin{bmatrix} \left(\frac{\mu}{Re} + \frac{u_t}{\sigma_{q_1}} \right) \frac{\partial k}{r \partial \theta} \\ \left(\frac{\mu}{Re} + \frac{u_t}{\sigma_{q_2}} \right) \frac{\partial \omega}{r \partial \theta} \end{bmatrix},$$

$$Q = \begin{bmatrix} -\frac{\rho \nu k}{r} + \frac{1}{r} \left(\frac{\mu}{Re} + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) + S_k \\ -\frac{\rho \nu \omega}{r} + \frac{1}{r} \left(\frac{\mu}{Re} + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) + S_\omega \end{bmatrix},$$

$$S_k = \sum_j \sum_i \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho \omega k,$$

$$S_\omega = \frac{\gamma}{\nu_t} \sum_j \sum_i \tau_{ij} - \beta \rho \omega^2 + 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \sum_j \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}.$$

2) SST 转捩因子输运方程

$$\frac{\partial(\rho\gamma)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \gamma)}{\partial x_j} = P_{\gamma 1} - E_{\gamma 1} + P_{\gamma 2} - E_{\gamma 2} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_f} \right) \frac{\partial \gamma}{\partial x_j} \right], \quad (3)$$

其中 $j=1,2,3$ 分别对应于 z, r, θ

$$P_\gamma = F_{\text{length}} \rho S [\gamma F_{\text{onset}}]^{c_{a1}} + c_{a2} \rho \Omega \gamma F_{\text{turb}},$$

$$E_\gamma = c_{e1} P_{\gamma 1} \gamma + c_{e2} P_{\gamma 2} \gamma, F_{\text{turb}} = e^{-\left(\frac{R_r}{4}\right)^4},$$

$$F_{\text{onset1}} = \frac{Re_\nu}{2.193 Re_{\theta c}},$$

$$F_{\text{onset2}} = \min\left(\max\left(F_{\text{onset1}}, F_{\text{onset1}}^4\right), 2.0\right),$$

$$F_{\text{onset3}} = \max\left(1 - \left(\frac{R_r}{2.5}\right)^3, 0\right),$$

$$F_{\text{onset}} = \max\left(F_{\text{onset2}} - F_{\text{onset3}}, 0\right),$$

$$Re_{\theta c} = f(Re_{\theta i}),$$

其中 F_{turb} 项用来抑制在层流附面层外或者是黏性底层的再层流化现象, 而 $P_{\gamma 2}, E_{\gamma 2}$ 项用于模拟再层流化现象. 将临界雷诺数 $Re_{\theta c}$ 近似取为转捩起始雷诺数 $Re_{\theta i}$, 采用 Menter 的试验关联式进行迭代计算. 将得到的间歇因子对 SST 模型中 k 方程的产生项与耗散项进行修正. $\tilde{P}_k = \gamma P_k, \tilde{D}_k = \min(\max(\gamma, 0.01), 1.0) D_k$.

3) BL 代数模型

HIT3D 程序包含经过修正的 Baldwin-Lomax 代数模型, 作为流场初始化及补充模型^[19].

1.3 内部冷却控制方程

由于涡轮叶片内部冷却结构的复杂性, 应用流体网络法, 将其简化为网络节点的形式, 并结合内冷网络拓扑关系确定沿程各气动和传热参数^[21]. 为了

准确预估出涡轮叶片的温度分布, 必须要准确地确定叶片内冷通道中的冷气流量、压力、温度和换热系数分布. 对于给定的叶片进、出口条件和冷气流量, 通过求解考虑旋转、变截面、摩擦以及温度的动量方程和能量方程可以得到冷却气体的温度和压力分布, 其控制方程为以下几种.

1.3.1 连续方程

$$\sum_j q_{ij} = 0. \quad (4)$$

1.3.2 动量方程

$$\left[1 - \left(\frac{q}{A} \right)^2 \frac{RT}{p^2} \right] \frac{dp}{dr} = \frac{p}{RT} r \omega^2 - \frac{RT}{p} \frac{q^2}{A} \frac{d(1/A)}{dr} - \left(\frac{q}{A} \right)^2 \frac{R}{p} \left[\frac{c_f T}{2D_h} + \frac{dT}{dr} \right]. \quad (5)$$

1.3.3 能量方程

$$q_{ij} (h_j^* - h_i^*) = \frac{q_{ij} \omega^2 (r_j^2 - r_i^2)}{2} + Q_{ij}, \quad (6)$$

其中 q 表示经过各节流单元的质量流量, p 为节点压力, T 为节点静温, h^* 为节点总焓, ω 为转速, A, r, D_h 分别表示节点横截面积、回转半径以及当量直径. i, j 表示相邻节点的网络标号. 其中(6)式中的 Q_{ij} 代表吸热量, 通过该项对燃气侧-叶片固体区-冷气侧之间的热传导过程进行耦合求解. 以上各式的详细推导过程参见文献[21, 22].

求解连续性方程、动量方程可以得到压力及流量, 而温度则可由能量方程求出. 为提高网络计算的稳定性, 在求解的具体过程中引入收敛因子, 并且对定压比热容、动力黏度和导热系数等按变物性处理, 以此对阻力系数和换热系数做修正计算. 主程序计算收敛的标志为两次相邻迭代各节点的压力变化小于 0.1 Pa, 温度变化小于 0.01 K.

计算过程首先对压力进行求解, 求解过程将非线性方程组转化为线性方程组进行计算, 计算收敛后, 根据各节点的压力分布与节流单元的流量, 进而确定冷却气体在管道内的具体流向, 然后根据给定的入口温度, 求解各节点的温度.

1.3.4 内部冷却通道摩擦阻力与换热系数关联式

管网计算中流体在冷却通道中所受到的流动阻

力与换热特性对其流量和温度的计算具有较大影响, 为了提高计算精度, 需要获得准确的摩擦阻力系数以及换热系数, 本文研究了国内外学者所公开的大量的经验关联公式, 通过数值模拟验证和比较, 选择了对涡轮叶片内部典型冷却结构具有较好计算结果的部分流阻和换热计算公式.

1) 基于圆形光滑通道, 其布拉修斯阻力系数^[23]公式为

$$C_f = \frac{64}{Re}, Re \leq 2000;$$

$$C_f = \frac{0.3164}{Re^{0.25}}, 400 < Re < 10^5;$$

$$C_f = \frac{1}{(1.81 \lg Re - 1.64)^2}, Re > 4000.$$

Gnielinski 换热系数公式

$$Nu = \left(\frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7\sqrt{f/8}(Pr^{2/3}-1)} \right) \left(1 + \left(\frac{d}{l} \right)^{2/3} \right) c_t,$$

$$f = (1.82 \lg Re - 1.64)^{-2},$$

$$c_t = \left(\frac{T_f}{T_w} \right)^{0.45}, \frac{T_f}{T_w} = 0.5 - 1.5,$$

其中 $Re=2300 \sim 10^6$, $Pr=0.6 \sim 10^5$, l 为管长, d 为管道直径, f 为管内流动的 Darcy 阻力系数, c_t 为温差修正系数.

2) 带肋冷却通道^[24]

根据不同的阻力粗糙度函数 $R(e^+)$ 和传热粗糙度函数 $G(e^+, p_r)$, 对各种肋片(矩形肋、斜肋、V 型肋等)结构进行求解, 其中直肋结构的关联式为

$$R(e^+) = \left(\frac{2}{f} \right)^{0.5} + 2.5 \ln \left(\frac{2e}{D_h} \frac{2W}{W+H} \right) + 2.5,$$

$$G(e^+, p_r) = R(e^+) + \frac{f/2St_r - 1}{(f/2)^{0.5}}, St_r = \frac{h}{\rho v c_p}.$$

倾斜肋片阻力和传热粗糙度函数为

$$R(e^+) = [12.3 - 27.07(\alpha/90^\circ) + 17.86(\alpha/90^\circ)^2] \times [(p/10e)^{0.35} (W/H)^m],$$

$$G(e^+, p_r) = 2.24 \left(\frac{W}{H} \right)^{0.1} \left(\frac{\alpha}{90^\circ} \right)^m (P/10e)^n (e^+)^{0.35}.$$

联立 $f = f + \frac{H}{W} (f - f_s) f_s = 0.046 Re^{-0.2}$, $f_r =$

$$\frac{\Delta P}{4 \frac{l}{D_h} \left(\frac{1}{2} \rho v^2 \right)}$$
 求解.

3) 扰流柱冷却通道

采用经验公式^[25]如下.

Jabob 经验公式

$$f_p = \left\{ 0.25 + \frac{0.118}{[(S-d)/d]^{1.08}} \right\} Re_d^{-0.16}.$$

Grimison 公式

$$Nu = f_a \times 0.284 \times Re_d^{0.61}, f_a \text{ 为考虑排列的因子}$$

4) 冲击腔冷却通道

采用变截面光滑管道摩阻公式计算 f , 换热计算采用罗·罗公司推荐的换热计算关系式^[26].

(a) 前缘驻点的换热努赛尔数 Nu_{stag}

$$Nu_{stag} = 0.44 Re^{0.8} \exp \left[-0.187 \frac{L}{d_h} \left(\frac{d_h}{D} \right)^{0.25} \right],$$

$$0.25 \leq L/d_h \leq 10, 1.67 \leq D/d_h \leq 10, 10^3 \leq Re < 10^5.$$

(b) 前缘区域 ($0 \leq \frac{X}{D} \leq \frac{\pi}{2}$) 的 Chupp 关系式

$$\bar{h}_{c,le} = 0.06549 (Re)^{0.7} \frac{K_c}{b}.$$

(c) 叶片叶身(中弦段)的冲击冷却换热计算

$$\frac{Nu}{Nu_1} = 1 - C_i \left(\frac{x_i}{D_h} \right)^{e_x} \left(\frac{y_i}{D_h} \right)^{e_y} \left(\frac{z_i}{D_h} \right)^{e_z} \left(\frac{G_c}{G} \right)^{e_G},$$

$$Nu_1 = 0.363 \left(\frac{x_i}{D_h} \right)^{-0.554} \left(\frac{y_i}{D_h} \right)^{-0.422} \left(\frac{z_i}{D_h} \right)^{0.068} Re_D^{0.727} Pr^{0.333}.$$

不同的 C_i, e_x, e_y, e_z, e_G 代表不同冲击孔排列方式.

1.3.5 燃气侧换热系数

采用美国 NASA 计算公式^[27, 28].

(a) 叶片前缘外换热系数

$$h_g = 1.14 Re_f^{0.5} Pr_f^{0.4} \left(1 - \left| \frac{\alpha}{90} \right|^3 \right) \frac{k_f}{d_1},$$

其中 α 为偏离驻点的角度, $-80^\circ \leq \alpha \leq 80^\circ$.

(b) 叶片其他区域的外换热系数

$$h_g = 0.0296 Re_x^{0.8} Pr_f^{1/3} \frac{k}{x},$$

其中 x 为前缘驻点到计算点的表面长度.

对于特殊的、更复杂的冷却结构, 流阻和换热系数的获得可以先从原型结构的全三维耦合计算中提取而来, 并且作为一种经验积累而汇总到了经验公式数据库程序中. 本文开发的程序也嵌入了多种孔结构的摩擦阻力系数求解模板, 限于篇幅不在此赘述, 详细过程参考文献[22].

1.4 边界条件

1.4.1 流固交界面

涡轮叶片几何模型整体分为外部流场、内部冷却流场以及叶片固体区域 3 个部分. 在数值建模过程中, 外部流场采用结构化网格建模, 叶片固体区域由于结构的复杂性, 采用非结构化网格建模(尽管不参与计算, 但与网络建模和叶片参数化相关), 最后对内部冷却结构进行网络分析建模, 建立网络节点的拓扑结构.

在耦合计算过程中, 燃气侧流体区域将计算得到的壁面换热系数以及温度传递给叶片固体外壁面, 通过参数化的叶片固体区域介质(模化为厚度、侧面积等任意节点参数)的转换, 再传递给内部冷气侧流体, 作为内部网络计算的第 3 类边界条件. 流体网络计算得到的温度经过叶片固体介质传回燃气流场侧, 作为第一类边界条件, 如图 1 所示. 图 2 表示交界面

参数传递过程中采用的网格结构图(流场侧结构化网格和固体侧非结构化网格), 图 3 表示参数插值过程.

1) Zone u 由 Zone s 插值

$$F_{j,k}^p = \sum_{is=1}^{\leq is \max} \left[F_{is}^v \frac{(A_{ov})_{is}}{A_{j,k}} \right],$$

其中 $(A_{ov})_{is}$ 代表子控制容积 (l, m, is) 的容积与 (j,k) 控制容积相重叠的部分.

2) Zone s 由 Zone u 插值

$$[r_{12} \ r_{13} \ r_{14}] = 0,$$

即

$$[r_{12} \ r_{13} \ r_{14}] = (x_2^i - x_1^i)(x_3^j - x_1^j)(x_4^k - x_1^k) e_{ijk} \sqrt{g}.$$

1.4.2 进出口边界

主流进口给定总温、总压和气流角, 出口给定背压; 冷却气体进口给定总温、总压和气流角, 出口给定主流当地的静压值, 与主流流场耦合、迭代求解.

1.5 离散方法

求解过程中, 时间项采用二阶精度隐式离散方法, 空间项采用具有三阶精度的 TVD 格式进行离散^[19], 流场计算域采用多块结构化网格进行计算, 固体区域采用非结构化网格, 不需参与流固耦合求解, 只用来提供内部复合冷却结构的网络节点划分所需的几何信息. 内部网络节点方程求解过程采用二阶

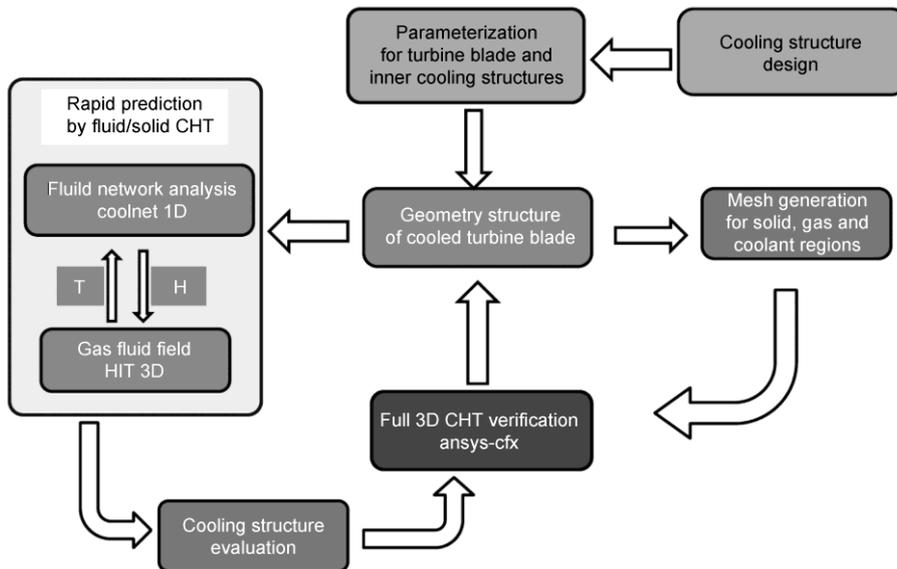


图 1 耦合过程示意图

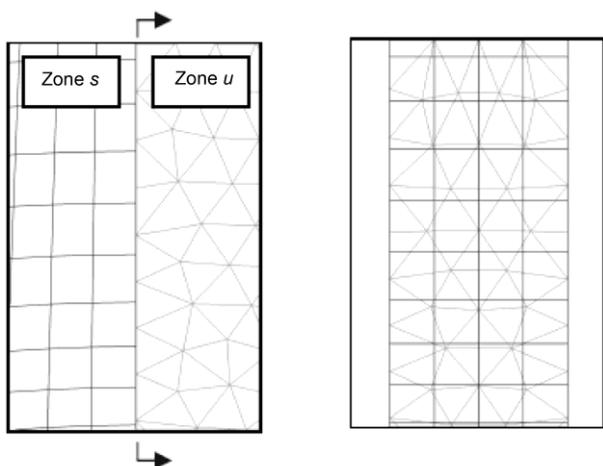


图2 交界面网格示意图

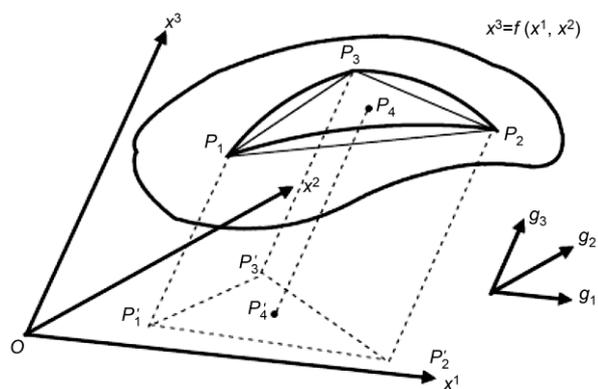


图3 交界面参数传递示意图

精度中心差分格式^[21]。

2 程序验证

通过给定叶片内外壁面换热边界条件以及冷气进出口条件, COOLNET 程序可以快速的计算内部流体的流动参数以及近似的计算出叶片壁面的温度. 根据这一原理, 将流场计算程序(HIT3D)与 COOLNET 进行耦合求解. 图4给出了当前流行的 Mark II 叶片作为验证算例, 其计算域、曲面网格、节流单元划分以及网络拓扑节点如下所示.

图5表示计算得到的温度和换热系数分布与文献中实验数据的对比, 其中外部流场计算程序 HIT3D 分别采用了 SST 转捩模型和 B-L 模型, 与内部网络计算程序 COOLNET 进行耦合计算. 通过与

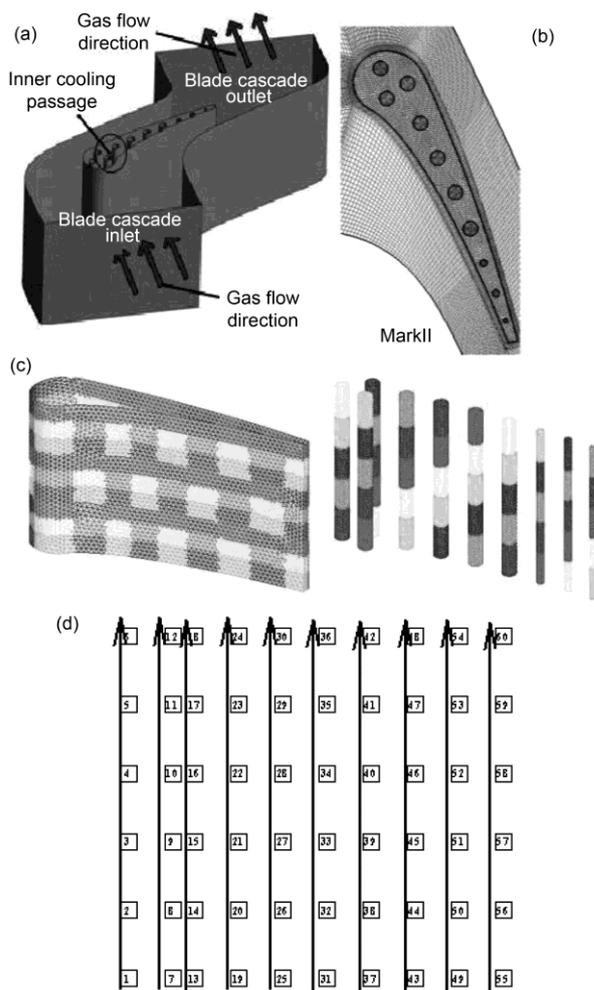


图4 MarkII 叶片算例

(a) 计算域; (b) 中部叶高截面网格示意图; (c) 网络节点划分的参数提取示意图; (d) 网络节点

实验数据(MarkII 叶片 5411 号实验工况^[20])对比, 表明采用两种湍流模型的 HIT3D-COOLNET 耦合计算得到的叶片壁面换热系数与温度分布, 与实验值的分布趋势大体吻合, 其中采用 SST 湍流模型计算得到的叶片外壁面温度更接近实验值. 特别指出, 在叶片吸力侧 $X/B > 0.5$ 区域(B 代表轴向弦长), 由于激波诱导层流边界层发生转捩, 导致局部换热系数与温度发生剧烈变化(已有大量文献对此进行了研究), 本文方法基本上能够准确反映吸力侧转捩区温度边界层的热传导. 对比两种湍流模型的计算结果表明, HIT3D-COOLNET 可以有效预测冷却结构的气动与传热性能, 对湍流模型没有太高的要求.

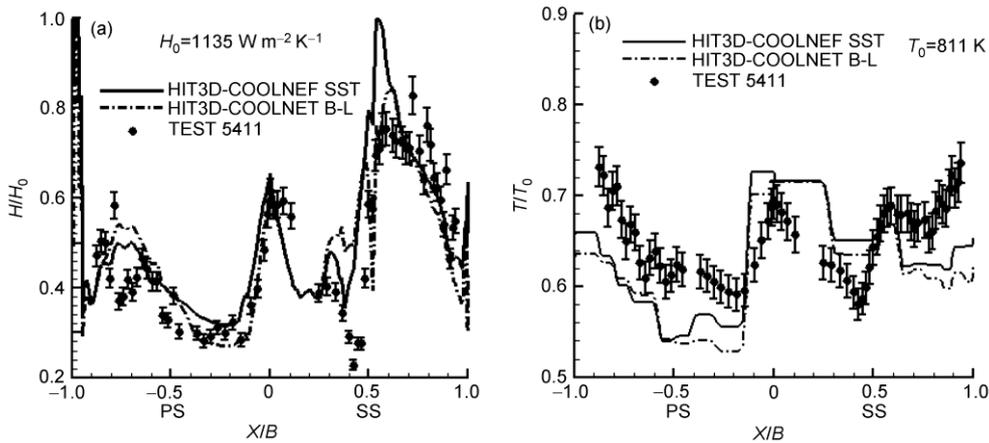


图5 计算结果对比

(a) 换热系数对比; (b) 温度对比

3 高压涡轮动叶复合冷却结构的改进设计

3.1 冷却结构网络建模

针对某型高性能燃气轮机高压动叶复杂的冷却结构, 采用本文计算方法进行设计研究. 该型高压动叶内冷结构主要由两组蛇形通道组成, 分别由两个进口提供冷却气体. 图6给出了冷却结构、节点划分以及网络节点拓扑结构图, 由图6可以看到, 前部蛇形通道(1~4)由两弯+三直的通道组成, 其中1~3通道内壁面都开设有强化对流换热的扰流肋片, 冷却气体到达3号通道后, 从3和4通道之间的若干水平冲击孔进入最靠近叶片前缘的4号冷却通道, 形成针对前缘的内部冲击冷却, 最后经通道4上的前缘气膜孔进入主流. 叶片后部的蛇形通道也由两弯+三直通道组成, 其中5和6号通道开设强化换热肋片, 通道7连接尾缘“井”字型叉排扰流柱及尾部射流孔. 此外在叶顶压力侧还开设了若干气膜孔.

对该型高压动叶外部燃气流场及内部冷却流场进行耦合计算. 计算边界条件: 燃气流场进口给定相对总温、相对总压和气流角沿叶高的分布, 出口给定背压; 按照冷气来源参数, 冷却流场进口给定绝对总温、绝对总压, 法向进气, 气膜孔出口参数与外流场耦合确定. 对上述结构的计算结果表示在3.3节的结果中, 可见原型冷却结构具有明显的不足: 局部高温、前、后弦长部分温度差别过大等(具体分析见3.3节).

3.2 冷却结构改进设计

对于该高压动叶的冷却结构, 前部蛇形通道两

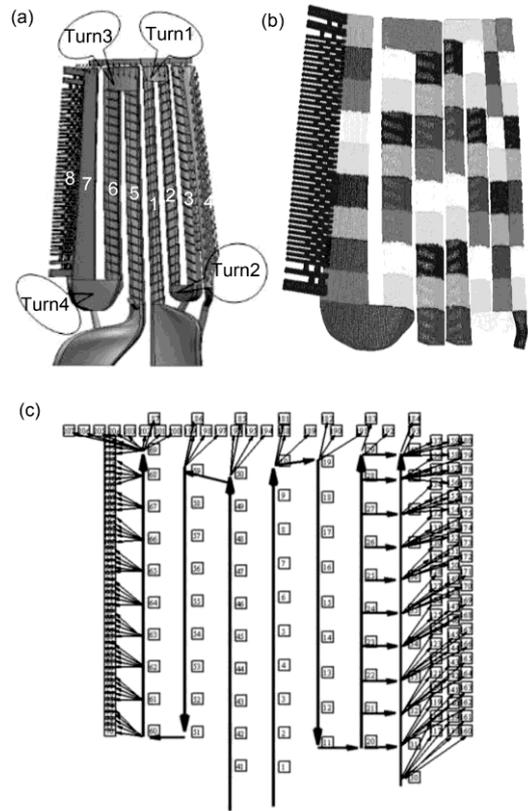


图6 冷却结构与网路分析图

(a) 冷却结构示意图; (b) 网络节点几何参数提取; (c) 网络节点拓扑结构图

个转弯处 Turn1 和 Turn2、后部两个弯 Turn3 和 Turn4 在原型中的结构设计如图6(a)所示, 进、出弯处几何变化较为剧烈, 更由于转弯处流动和传热过程的复

杂性, 会引起较大的局部压力损失, 进而影响整个蛇形通道的流动与换热能力; 类似地, 对于后部的蛇形通道的形状也需要进一步改善, 即后部尾缘“井”字型扰流结构的喷射孔与流通孔改为具有倒圆的长方形结构, 以利于减小流阻. 综合对原型结构的分析, 应用 HIT3D-COOLNET 程序, 本文采取 3 个措施对冷却方案进行调整, 快速预测改进措施的有效性.

1) 针对叶片弦长后半区域温度较高的情况, 将前、后两组蛇形管道冷却气体流量分配由 1:1 调整为 2:3.

2) 由于在叶片相对弦长 50% 处存在高温区, 并且该处冷却气膜已大为削弱, 所以叶片外壁面的吸力面局部高温. 拟改进 Turn2 和 Turn4 转弯处结构, 尽量采用光滑的圆弧曲线过渡, 以减小压力损失, 提高换热效果.

3) 对于尾缘接近叶顶和轮毂端局部温度相对周围过高的问题, 通过加大靠近叶顶及轮毂端两侧尾缘孔尺寸的方式予以解决(该措施简单, 不做论述).

图 7 表示流量调整方案的计算结果. q_1, q_2 分别表示前后冷却腔流量, 图 7 中给出了 $q_1:q_2$ 分别为 1:1 和 2:3 两种情况的流量比. 从图 7(a) 所示的换热系数对比可以看到, 调整流量比之后, 通道 1~4 的换热系数变化不大, 说明适量减少前腔冷却气体并没有造成明显影响. 通道 5~7 的换热系数明显增大, 平均增幅在 $1 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ 左右, 其中 Turn4 处换热系数比调整前增大约 $2.51 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$, 通道 7 接近叶顶附近增幅略小. 以上的初步预测表明, 合理匹配前、后腔冷却气量, 能够减少冷气用量, 在保证前腔冷却效果的同时, 提高后腔冷却效果.

进一步比较流量调整前后的参数可知, 通道 1~4 流阻系数依然变化不大, 通道 5~7 的流阻系数均有所

降低. 同调整前相比, 计算所得温度值随节点的变化趋势大体一致, 由于离心力的作用特点, 各节点温度均沿流体流动方向逐渐升高的, 下行通道温度梯度小于上行通道. 通道 1~4 管道内各节点的温度基本不发生变化, 而通道 5~7 的温度均有不同程度的降低. 通道 5 内的温度只是略微降低, 到弯头 Turn3 时变化较为明显. 通道 6 在 Turn3 附近温度降低明显, 最高温度已降至 800 K 以下, 随冷却气体流至叶根, 温度降幅逐渐减小. 通道 7 各节点的温度下降幅度在 10 K 左右, 最高温度已低至 1000 K 以下.

从冷却通道各节点压力变化来看, 管道 1~4 没有变化. 由于后半部分蛇形通道冷气量增大, 管道 5~7 压力值都有所升高, 升幅从小到大依次为管道 5~7, 其中管道 7 的压升约 0.2 MPa, 说明由于后腔压损不大, 提高后腔冷却气体用量, 所需冷气入口压力增高幅度不大, 易于将其控制在合理范围的供气压力范围内.

图 8 表示对蛇形通道转弯处的几何进行修改后的计算结果, 从网络节点预测的结果来看, 叶片内前半部分和后半部分的通道压力、温度、换热系数都有所变化. 由图 8 可知, 由于前缘通道 1 和尾缘通道 7 结构最为复杂, 冷气流动的压损也最大, 转弯处改型对其影响最为显著. 改型前通道 1 的逆压梯度较大, 到弯头 Turn1 处时压力增大到 1.2 MPa, 改型后逆压梯度显著降低. 通道 7 尽管压力梯度变化不大, 但各节点压力平均提高达到 0.05 MPa, 说明冷却气体流至尾缘通道过程中压力损失大为减小, 保持较高的射流喷射能力. 通道 2 内部的冷气沿流动方向压力降低, 其顺压力梯度有所增强, 至 Turn2 处进入通道 3, 具有较好的通过能力. 通道 3 和 4 压力变化不大, 通道 5 逆压梯度有所减小, 通道 6 变化不明显.

由于对转弯处的修改有效降低了各通道的压力

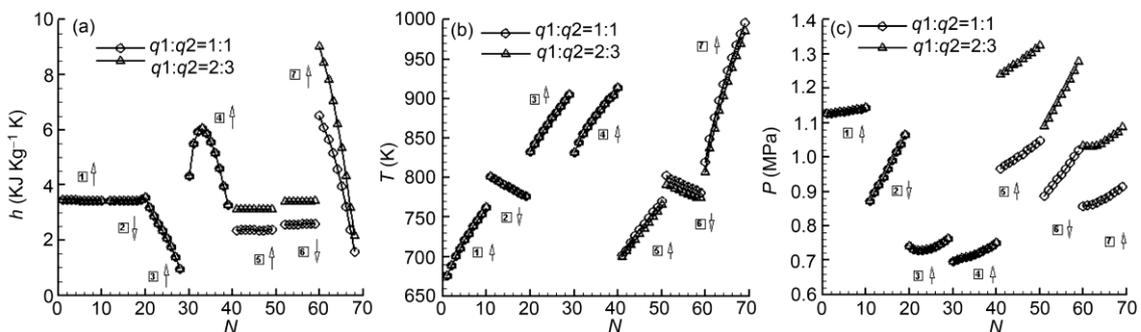


图 7 流量调整方案

(a) 换热系数; (b) 温度; (c) 压力

损失, 冷气流得到了改善, 各节点的换热系数均有明显的提高, 特别是对改善冷却结构最为复杂的通道 1 和 7 内的流动换热大有裨益. 由于管道网络分析最主要的是对流动换热趋势进行近似求解和预测, 精确值需要通过最后的全三维多场耦合获得, 因此从本文的计算结果来看, 尽管大多数通道各节点温度下降幅度并不大, 但是结合压力、换热系数及流体阻力等的分析可知, 修改转弯处结构后整个蛇形通道内的压力损失将会得到有效的降低, 冷却效果得到明显改善.

3.3 三维全耦合计算结果分析

在利用 HIT3D-COOLNET 程序对高压涡轮动叶的内冷结构做了改进方案和快速预测后, 为了得到更加准确和精细的内外流场数值计算结果, 需要采用 ANSYS-CFX 软件对全三维燃气流场-叶片固体场-冷气流场进行气热耦合数值验证, 在细节上进一步完善冷却结构. 数值方法及可靠性证明见文献[21,

22]. 计算网格总结点数约为 1000 万, 叶片外壁面第一层网格 $y^+=1.0\sim 10$. 图 9 表示计算模型及网格.

图 10 表示改型前后动叶片表面温度分布的计算结果. 由图 10 可知, 改型前叶片最高温度为 976 K. 改型后叶片表面大部分位置温度在 760 K~890 K, 沿流向和展向的温度梯度大为降低, 即最高温度明显下降. 对比改型前后叶片表面温度分布, 改型前存在的诸如整个尾缘温度偏高、吸力面存在局部高温区(叶片相对轴向弦长 60%处)、叶片前后弦长区域温差过大等问题均得到了改善, 叶片表面温度分布整体上更为均匀. 尽管个别位置依然存在温度梯度过大或者局部温度稍高等问题(如叶尖尾缘), 通过进一步的改进不难解决. 此外, 三维全耦合计算还表明, 对前、后冷却腔流量重新调整后, 两个冷气入口气流压差大幅减小, 所需冷气参数更为合理. 因此, 改型设计在大大缩短了复杂冷却结构设计周期的同时, 在降低叶片温度及减小叶片热应力方面都达到了目的, 能够满足设计要求.

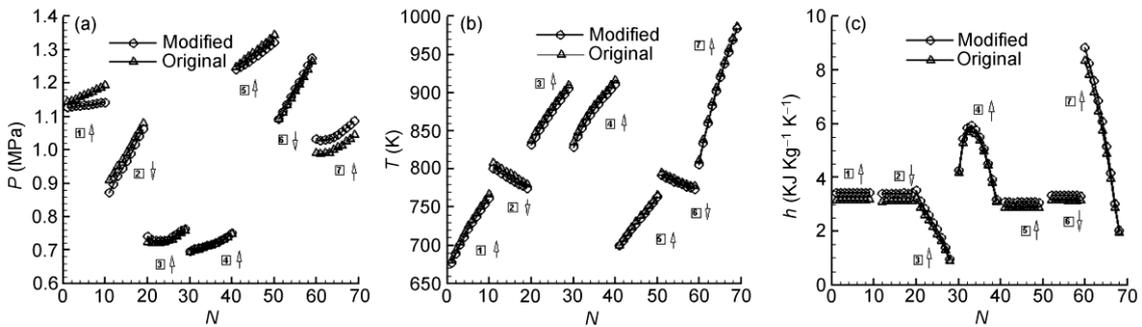


图 8 转弯结构修改方案
(a) 压力; (b) 温度; (c) 换热系数

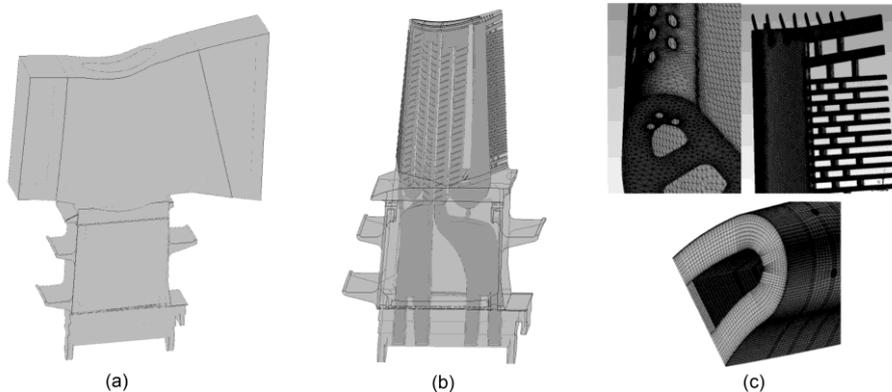


图 9 计算网格

(a) 整体计算域; (b) 金属叶片及内冷区域; (c) 局部网格

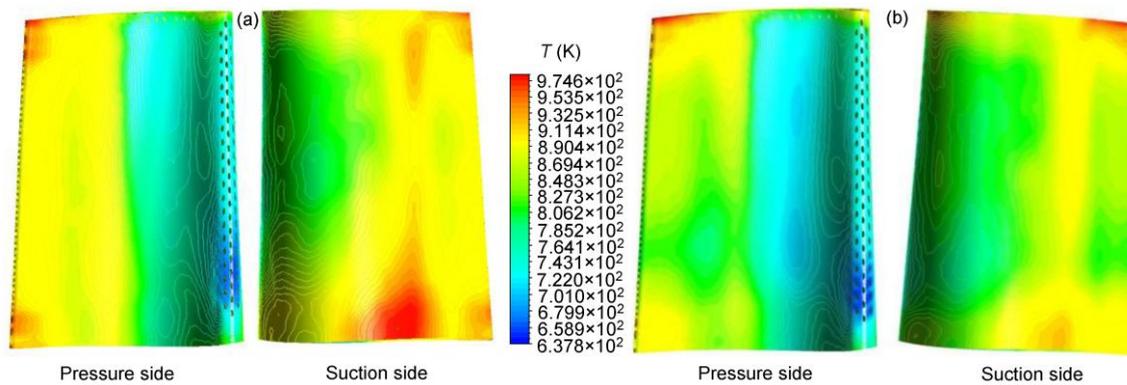


图10 改型前、后叶片表面温度分布

(a) 改型前; (b) 改型后

4 结论

开发了流体网络分析与三维黏性流场耦合求解的计算方法,用于燃气轮机叶片内部复合冷却结构设计,实现对复杂冷却结构快速地进行方案预测及改进设计.通过对MarkII型叶片进行数值模拟,并与实验数据进行对比,结果表明,本文方法大大减小了内部冷却流动的计算量,计算得到的叶片壁面温度、壁面平均换热系数等参数的分布规律与实验值较为吻合,说明 HIT3D-COOLNET 作为一种快速预测的计算方法,具有较好的可信度.

针对某型采用多种复合冷却方式的高压动叶进行冷却方案的改进设计,基于原型结构叶片前、后半弦长表面温度分布不均匀、吸力侧局部高温等问题,基于内部网络耦合节点模型,快速预测叶片内部复合冷却结构的流动与传热,提出重新匹配前、后腔蛇形通道冷却气体流量、修型蛇形通道转弯结构以减小流阻、调整叶顶尾缘局部位置的冷却孔等措施.对改进方案进行验算,表明改型设计在大大缩短航空燃气轮机高压动叶冷却结构设计周期的同时,在降低叶片最高温度及减小叶片热应力方面都达到了目的,能够满足设计要求.

参考文献

- 1 Bunker R S. Axial turbine tips: function, design and durability. *J Propul Power*, 2006, 22: 271–285
- 2 Han J C, Dutta S, Ekkad S. *Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology*. London: Taylor & Frallcis, 2000
- 3 Tetlow M R, Evans M E. Monte Carlo analysis for a booster fly back guidance system. *AIAA Paper 2005-819*, 2005
- 4 Athavale M M, Ho Y H. Analysis of coupled seals, secondary and power stream flow fields in aircraft and aerospace turbomachines. *NASA/CR Paper 2005-212716*, 2005
- 5 Gamble E J, Gutierrez J. Development of a scramjet/ramjet heat exchanger analysis tool (SRHEATTM). *AIAA Paper 2008-4614*, 2008
- 6 Gamble E J, Giel D. Systematic optimization approach for scramjet/ramjet heat exchanger analysis tool (SRHE-ATTM). *AIAA Paper 2008-5173*, 2008
- 7 Eifel M, Caspary V, Honen H, et al. Analysis of internal cooling geometry variations in gas turbine blades. *J Therm Sci*, 2009, 18: 289–293
- 8 Lau S C. Enhanced Internal Cooling of Gas Turbine Airfoils, *Heat Transfer in Gas Turbines*. Sundén B, Faghri M, eds. Southampton: WIT Press, 2001. 109–173
- 9 Yang H, Acharya S, Ekkad S V. Numerical simulation of flow and heat transfer past a turbine blade with a squealer-tip. *ASME Paper GT-2002-30193*, 2002
- 10 Kodd B L. Gas turbine technology evolution: A designer's perspective. *AIAA Paper 2003-2722*, 2003
- 11 Thomas J M, Geoge S D. Analysis and multidisciplinary optimization of internal coolant networks in turbine blades. *J Propul Power*, 2002, 18: 896–906
- 12 Lee D Y, Vafai K. Comparative analysis of jet impingement and microchannel cooling for high heat flux applications. *Int J Heat Mass Transfer*, 1999, 42: 1555–1568

- 13 Baldauf S, Scheurlen M. Correlation of film-cooling effectiveness from thermographic measurements at enginelike conditions. *J Turbomach*, 2002, 124: 686–698
- 14 Hwang J J, Lui C C. Measurement of endwall heat transfer and pressure drop in a pin-fin wedge duct. *Int J Heat Mass Transfer*, 2002, 45: 877–889
- 15 曾军, 卿雄杰. 涡轮叶栅外换热系数计算. *航空动力学报*, 2008, 23: 1198–1203
- 16 侯升平, 陶智, 韩树军, 等. 流固一体化模拟方法探索及应用. *航空动力学报*, 2010, 25: 509–514
- 17 王松, 王新军, 俞茂铮. 燃气轮机空气冷却系统建模及计算分析. *燃气轮机技术*, 2010, 23: 33–37
- 18 郭文, 吉洪湖, 蔡毅, 等. 高压涡轮动叶内部冷却结构的改进设计. *南京航空航天大学学报*, 2006, 38: 408–412
- 19 Wang Q, Guo Z Y, Zhou C, et al. Coupled heat transfer simulation of a high-pressure turbine nozzle guide vane. *Chin J Aeronaut*, 2009, 22: 230–236
- 20 Martin T J. Analysis and multidisciplinary optimization of internal coolant networks in turbine blades. *J Propul Power*, 2002, 18: 896–906
- 21 Martin T J. Computer-automated multi-disciplinary analysis and design optimization of internally cooled turbine blades. Dissertation of Doctoral Degree. Pennsylvania: Pennsylvania State University, 2001
- 22 刘明林. 采用管道网络法的燃气涡轮冷却结构气热耦合数值研究. 硕士学位论文. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2002. 8–17
- 23 王华阁. 航空发动机设计手册(第16分册)-空气系统及传热分析. 北京: 航空工业出版社, 2001, 76–107
- 24 Han J C, Park J S. Developing heat transfer in rectangular channels with rib turbulators. *Int J Heat Mass Transfer*, 1988, 21: 285–362
- 25 Mochizuki S, Takamura J, Yang W J. Heat transfer in serpentine flow passages with rotation. *J Turbomach*, 1994, 116: 133–140
- 26 Florschuetz L W, Truman C R, Metzger D E. Streamwise flow and heat transfer distributions for jet array impingement with crossflow. *J Heat Transfer*, 1981, 103: 337–342
- 27 Hylton L D, Milhec M S, Turner E R, et al. Analytical and experimental evaluation of the heat transfer distribution over the surface of turbine vanes. NASA-CR-168015, 1983
- 28 Crawford M E, Kays W M. A program for numerical computation of two-dimensional internal/external boundary layer flow. NASA-CR-2742, 1978