

考虑叶片径向和垂直于壁面方向导热的 涡轮叶片对流冷却模型研究^{*}

王伯鑫^{1,2}, 赵巍^{1,2}, 隋秀明¹, 周庆晖^{1,2}, 赵庆军^{1,2,3}

(1. 中国科学院工程热物理研究所, 北京 100190;

2. 中国科学院大学 航空宇航学院, 北京 100049;

3. 中国科学院工程热物理研究所, 轻型动力重点实验室, 北京 100190)

摘要: 为了提高涡轮叶片对流冷却模型预测精度, 提出了一种在叶片固壁内同时考虑叶片径向和垂直于壁面方向(法向)导热的二维对流冷却模型。该模型在弦长方向划分多个元素, 忽略元素内弦长方向叶片温度变化, 在元素内的径向和法向建立二维导热方程作为叶片固壁温度场的控制方程, 其边界条件包括叶表燃气绝热温度、燃气侧对流换热系数和叶片叶根、叶顶热流密度等。给出了该模型二维导热方程和边界条件的差分求解方法。以E³涡轮高压导叶为例, 将模型与CFD计算的叶片外壁面温度分布进行了对比。结果表明, 该模型在给定冷气流下预测的叶片温度分布变化趋势与CFD相近, 最大温度误差不超过6.5%, 计算时间与CFD相比缩短了95%, 能够快速、准确预测涡轮对流冷却叶片的冷气需求量。

关键词: 涡轮; 叶片; 对流冷却; 热传导; 温度分布; 计算模型

中图分类号: V231.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4055 (2020) 02-0390-08

DOI: 10.13675/j.cnki. tjjs. 190161

Investigation on a Convective Turbine Blade Cooling Model Considering Heat Conductivity Both in Radial and Normal Direction to Blade Wall

WANG Bai-xin^{1,2}, ZHAO Wei^{1,2}, SUI Xiu-ming¹, ZHOU Qing-hui^{1,2}, ZHAO Qing-jun^{1,2,3}

(1. Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;

2. School of Aeronautics and Astronautics, University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China;

3. Key Laboratory of Light-Duty Gas-Turbine, Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China)

Abstract: A two-dimensional convective turbine blade cooling model is presented, considering the heat conductivity both in the radial direction and in the direction normal to the blade wall for improved prediction accuracy. This model divides the blade wall into small elements in the chord wise direction, neglecting the temperature variation in that direction. In each element, 2D heat conductivity equation is established in the radial direc-

^{*} 收稿日期: 2019-03-18; 修订日期: 2019-06-17。

基金项目: 国家重点研发计划 (2016YFB0901402); 国家自然科学基金 (51776198)。

作者简介: 王伯鑫, 硕士生, 研究领域为涡轮叶片冷却。E-mail: wangbaixin@iet.cn

通讯作者: 赵巍, 博士, 研究员, 研究领域为发动机气动热力学。E-mail: zhaowei@iet.cn

引用格式: 王伯鑫, 赵巍, 隋秀明, 等. 考虑叶片径向和垂直于壁面方向导热的涡轮叶片对流冷却模型研究[J]. 推进技术, 2020, 41(2): 390-397. (WANG Bai-xin, ZHAO Wei, SUI Xiu-ming, et al. Investigation on a Convective Turbine Blade Cooling Model Considering Heat Conductivity Both in Radial and Normal Direction to Blade Wall [J]. Journal of Propulsion Technology, 2020, 41(2): 390-397.)

tion and in the direction normal to the blade wall as governing equation for the temperature field of the blade solid wall. Boundary conditions for the equation include the adiabatic temperature and heat transfer coefficient of the gas-side blade wall, and the heat flux through the blade tip and root. The 2D heat conductivity equations with conditions for the model and the corresponding differential solving method are all provided. This model is then applied to a high-pressure turbine vane of E³. The comparison between the gas-side wall temperature results of the model and CFD is conducted. It shows that with the given coolant mass, the blade gas-side wall temperature distribution predicted by the model is similar to that by the CFD and the maximum error is less than 6.5% with a reduction of 95% in simulation time. It is proved that this model can be employed to obtain the turbine blade convective coolant flow requirement quickly and accurately.

Key words: Turbine; Blade; Convective cooling; Heat transfer; Temperature distribution; Calculation model

1 引言

随着燃气涡轮进口温度不断提高,涡轮叶片热负荷增大,必须采用冷却技术降低叶片温度。内部冷却是一种常用冷却手段,广泛应用于高温涡轮叶片设计中。涡轮内部冷却叶片设计需要准确给定冷气用量,过多的冷气用量会降低涡轮效率,过少的冷气用量又会导致叶片超温。为了预测涡轮内部冷却叶片所需的冷气量,形成涡轮叶片内部冷却方案,为开展三维涡轮叶片详细设计提供较为准确的依据,研究人员针对涡轮叶片换热模型进行了广泛研究。

Jordal等^[1]假设沿弦向的叶片温度和包围叶片的燃气温度均不变,忽略叶片径向导热,提出了一种考虑叶片内部冷却几何的气冷叶片对流换热模型。Torbidoni等^[2]采用表征涡轮叶片冷却结构技术水平参数,建立了基于气冷叶片半经验数据^[3-4]的叶片冷却模型。Torbidoni等^[5]为了预测高温涡轮对流冷却导叶所需的冷气量,将叶片沿弦长方向切分为多个元素,分别给定换热系数、燃气温度和冷却有效度^[6],沿叶高方向积分后获得当给定叶片叶顶温度下的冷却气量。刘尚明等^[7]同样将叶片沿弦长方向切分为多个条块,在已有模型基础上^[8],建立了考虑热障涂层和气膜冷却的冷却气量和叶片温度分布计算模型。Chen等^[9]提出了一维涡轮叶片初步冷却设计方法,建立了冷却有效度与绝热气膜冷却有效度之间的关系,与半经验气冷叶片数据符合良好,结合流体网格法^[10]能够确定冷气流量和冷却通道几何。Chowdhury等^[11]将叶片沿展向和弦向分别分成多个元素,在各元素中考虑了冷却通道内壁面及端壁与冷气的对流换热,忽略了展向和弦长方向的热传导,在叶片内部冷却通道中使用了传热系数经验公式,基于质量和能量守恒方程建立了能够预测涡轮叶片

和燃气温度分布的预测模型。Alizadeh等^[12]采用气热耦合的三维CFD方法计算涡轮导叶外部流场、内部冷却流动和叶片温度场,将CFD结果作为采用一维流体网格法建模的冷气模型边界条件,建立了一维和一维模型相互迭代的涡轮叶表温度预测方法。

综上所述,涡轮叶片冷却模型逐渐从忽略叶片温度变化,逐步发展到考虑径向燃气、冷气温度变化和弦向划分元素的一维模型,并开始将三维CFD结果作为一维模型的边界条件,然而目前尚缺乏同时考虑径向和与壁面垂直方向(法向)传热的叶片冷却二维模型,使低展弦比涡轮叶片的冷却建模易产生较大偏差。涡轮叶片径向温度分布不均和对涡轮内外环的冷却会导致叶片存在径向传热,热障涂层会导致叶片沿壁面垂直方向存在明显温差,同时考虑这两个方向的传热将有利于提高涡轮叶片冷却模型精度,本文针对这个问题开展了研究工作。

2 计算模型和计算方法

2.1 计算模型

本文提出的涡轮叶片对流冷却模型将涡轮叶片沿弦长方向划分多个连续的元素P,如图1所示。元素P内划分如图2所示的微元网格,其中A,B,C,D分别为元素P内、外壁面与轮毂、机匣所成的交点。

当涡轮进口温度非均匀分布时,叶片径向温度梯度一般明显大于弦向的温度梯度,导致叶片径向导热也远大于弦向,因此本文模型忽略了弦向导热。叶片固壁无内热源,对微元建立考虑径向和法向导热的叶片固壁二维温度场控制方程,即

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = 0 \quad (1)$$

式中 y 为叶片径向, x 为叶片法向。式(1)满足的边界条件为

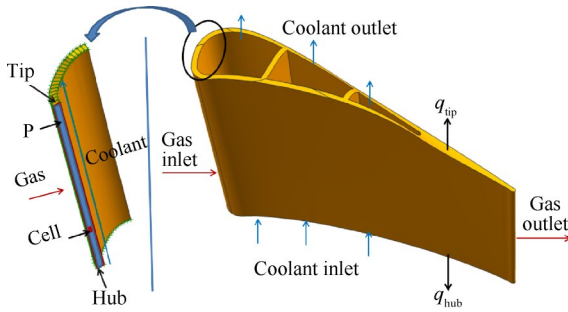


Fig. 1 Schematic sketch of the E³ first stage nozzle

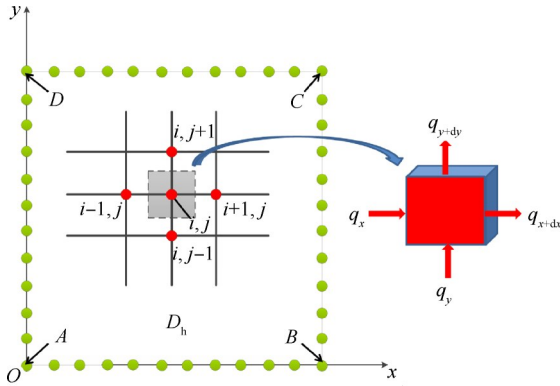


Fig. 2 Schematic sketch of element nodes

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0} = h_g [T(0, y) - T_g(y)] \quad (2)$$

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=t} = h_c [T(t, y) - T_c(y)] \quad (3)$$

$$\lambda \frac{\partial T_b}{\partial y} \Big|_{y=0} = q_{hub} \quad (4)$$

$$\lambda \frac{\partial T_b}{\partial y} \Big|_{y=t} = q_{tip} \quad (5)$$

式中 h_g 是燃气侧表面换热系数, h_c 是冷气侧表面换热系数, T_c 是冷气温度, T_g 是燃气温度, q_{hub} 是轮毂面热流密度, q_{tip} 是叶顶面热流密度。

式(2)是燃气侧的边界条件,需要给出 h_g , 该 h_g 可在采用绝热固壁边界条件的叶片流场 CFD 仿真中获得。由于 CFD 中的三维数据较为复杂,为了提高模型的易用性,根据冷却通道个数对叶片固壁进行分区,在同一个区中的元素沿叶片弦向采用相同的对流换热系数和近壁面燃气温度。例如,在图 3 中将叶片分成了 S1~S7 7 个区域, B46, B24, B12, B13, B35, B57 分别为各叶片外壁面之间的分割线, Channel 1, Channel 2, Channel 3 分别为三个冷气通道。如果需要给定更准确的对流换热系数和近壁面燃气温度,可以在叶高方向进一步分段。

式(3)是冷气侧边界条件,需要给定 h_c , 可采用经验公式^[13]确定

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (6)$$

式中雷诺数 Re 中的特征长度是冷气通道的水力直径,由冷气通道面积 A 和冷气通道周长 C 确定。

$$d = \frac{4A}{C} \quad (7)$$

则雷诺数的定义式为

$$Re = \frac{md}{\mu A} \quad (8)$$

式中 m 为冷气流量。式(4)和(5)上下端壁边界条件,需要给定热流密度。

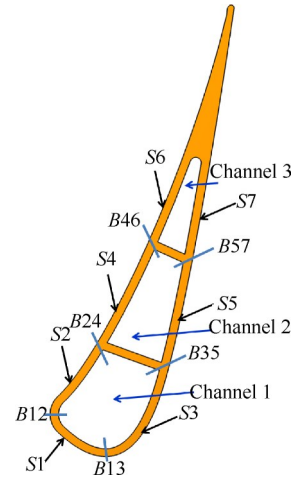


Fig. 3 Schematic sketch of blade section

在模型中,可以通过调节冷气流量和冷却结构几何参数改变雷诺数,从而改变冷气侧换热系数影响叶片温度,因而可以利用模型进行参数化的冷却方案设计分析。

对于涡轮动叶,旋转离心效应虽然不影响叶片固体传热特性^[14],但会影响叶片内部冷却气体流场,对内冷通道壁面换热系数产生较大影响。因此,本文模型应用于涡轮动叶时需要选择合适的对流换热系数。

对于具有复杂冷却结构的涡轮叶片,需要采用更为复杂的对流换热系数计算方法。以近似矩形的带肋冷却通道^[13]为例,建立传热粗糙度与摩擦粗糙度、斯坦顿数之间关系为

$$G(e^+, Pr) = R(e^+) + \frac{(f/2 St_r) - 1}{(f/2)^{1/2}} \quad (9)$$

式中 f 为摩擦因子, $R(e^+)$ 为摩擦粗糙度,其定义为

$$R(e^+) = \left(\frac{2}{f}\right)^{1/2} + 2.5 \ln\left(\frac{2e}{d} \frac{2W}{W+H}\right) + 2.5 \quad (10)$$

式中 W, H 分别是矩形通道的长和宽, d 是矩形通道的水力半径。换热系数可以通过斯坦顿数定义

得到

$$h = \rho u c_p St_r \quad (11)$$

2.2 计算方法

由于叶片几何的不规则性,采用有限差分方法求解。分别以 s_x, s_y 为 x, y 方向步长,将图2所示求解区域 D_h 划分成 $(N_x - 1) \times (N_y - 1)$ 个矩形网格, N_x 与 N_y 分别为 x 方向和 y 方向节点数。对于二维导热系统,求解区域内部节点的有限差分方程为^[14]

$$\frac{T_{i-1,j} + T_{i+1,j} - 2T_{i,j}}{s_x^2} + \frac{T_{i,j-1} + T_{i,j+1} - 2T_{i,j}}{s_y^2} = 0 \quad (12)$$

燃气侧壁面的有限差分方程为

$$\begin{aligned} & \left(-\frac{s_x}{s_y^2} - \frac{1}{s_x} - \frac{h_g}{\lambda}\right)T_{1,j} + \frac{s_x}{2s_y^2}T_{1,j+1} + \\ & \frac{s_x}{2s_y^2}T_{1,j-1} + \frac{1}{s_x}T_{2,j} = -\frac{h_g}{\lambda}T_{gj} \end{aligned} \quad (13)$$

式中下标 g 表示燃气。冷气侧壁面的有限差分方程为

$$\begin{aligned} & \left(\frac{s_x}{s_y^2} + \frac{1}{s_x} + \frac{h_c}{\lambda}\right)T_{N_x,j} - \frac{s_x}{2s_y^2}T_{N_x,j+1} - \\ & \frac{s_x}{2s_y^2}T_{N_x,j-1} - \frac{1}{s_x}T_{N_x-1,j} = \frac{h_c}{\lambda}T_{cj} \end{aligned} \quad (14)$$

式中下标 c 表示冷气。叶片与轮毂、机匣交界处的有限差分方程为

$$\begin{aligned} & \left(-\frac{s_y}{s_x^2} - \frac{1}{s_y} - \frac{h_c}{\lambda}\right)T_{i,1} + \frac{s_y}{2s_x^2}T_{i+1,1} + \frac{s_y}{2s_x^2}T_{i-1,1} + \\ & \frac{1}{s_y}T_{i,2} = \frac{q_{hub}}{\lambda} \end{aligned} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} & \left(\frac{s_y}{s_x^2} + \frac{1}{s_y}\right)T_{i,N_y} - \frac{s_y}{2s_x^2}T_{i+1,N_y} - \frac{s_y}{2s_x^2}T_{i-1,N_y} - \\ & \frac{1}{s_y}T_{i,N_y-1} = -\frac{q_{tip}}{\lambda} \end{aligned} \quad (16)$$

A, B, C, D 点的有限差分方程分别为

$$\begin{aligned} & \left(-\frac{s_y}{s_x^2} - \frac{1}{s_y} - \frac{s_y h_g}{s_x \lambda}\right)T_{1,1} + \frac{s_y}{s_x^2}T_{2,1} + \frac{1}{s_y}T_{1,2} = \\ & \frac{q_{hub}}{\lambda} - \frac{s_y h_g}{s_x \lambda}T_{g1} \end{aligned} \quad (17)$$

$$\begin{aligned} & -\left(\frac{s_y}{s_x^2} + \frac{1}{s_y} + \frac{s_y h_c}{s_x \lambda}\right)T_{N_x,1} + \frac{s_y}{s_x^2}T_{N_x-1,1} + \\ & \frac{1}{s_y}T_{N_x,2} = \frac{q_{hub}}{\lambda} - \frac{s_y h_c}{s_x \lambda}T_{c1} \end{aligned} \quad (18)$$

$$\begin{aligned} & \left(\frac{s_y}{s_x^2} + \frac{1}{s_y} + \frac{s_y h_c}{s_x \lambda}\right)T_{N_x,N_y} - \frac{s_y}{s_x^2}T_{N_x-1,N_y} - \\ & \frac{1}{s_y}T_{N_x,N_y-1} = -\frac{q_{tip}}{\lambda} + \frac{s_y h_c}{s_x \lambda}T_{cN_y} \end{aligned} \quad (19)$$

$$\begin{aligned} & \left(\frac{s_y}{s_x^2} + \frac{1}{s_y} + \frac{s_y h_g}{s_x \lambda}\right)T_{1,N_y} - \frac{s_y}{s_x^2}T_{2,N_y} - \frac{1}{s_y}T_{1,N_y-1} = \\ & -\frac{q_{tip}}{\lambda} + \frac{s_y h_g}{s_x \lambda}T_{gN_y} \end{aligned} \quad (20)$$

求解中,将根据方程(12),列出以各个内部节点为变量的线性方程组,方程组可以写为

$$\mathbf{M}\xi = \mathbf{N} \quad (21)$$

式中 ξ 为各个内部节点温度组成的向量, $\mathbf{N}$ 为一维数组,包含节点矩阵中涉及各个边界节点温度。迭代中,先计算边界节点温度,再由内点的差分格式得到整个温度场计算结果。 $\mathbf{M}$ 为稀疏系数方阵,其对角线元素为

$$\mathbf{M}_{ii} = -\left(\frac{2}{s_x^2} + \frac{2}{s_y^2}\right) \quad (22)$$

由于冷气与叶片内表面换热,冷气温度沿流动方向升高,且满足方程

$$m_c c_{pc} \frac{dT_c}{dy} = l_z h_c(y) [T(t, y) - T_c(y)] \quad (23)$$

则冷气的有限差分方程为

$$T_{cj} = \frac{l_z h_{cj} T_{N_x,j} + \frac{m_c c_{pc}}{s_y} T_{cj-1}}{\frac{m_c c_{pc}}{s_y} + l_z h_c} \quad (24)$$

将冷气温度方程(24)与叶片内温度方程(21)联立求解,采用迭代法,可以求得叶片二维温度场分布以及冷气温度沿叶高分布。

2.3 数值计算验证

由于本文采用数值模拟得到叶片外表面数据,为了验证其合理性,对美国 Mark-II 叶片^[15]进行内部冷却传热数值计算,取叶片外壁中截面处数值模拟计算的压力、温度值与实验值对比,如图4和图5所示。

图中,横坐标为相对弦长,纵坐标分别为壁面压力、温度与进口滞止压力、进口滞止温度之比,红点

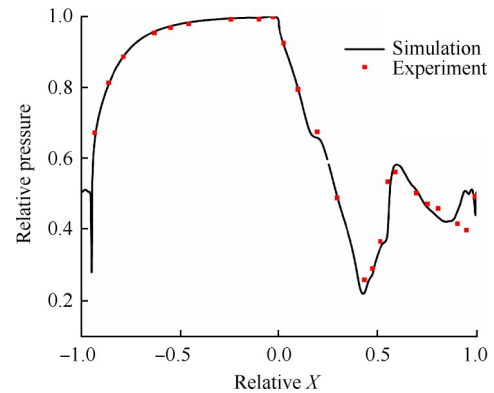


Fig. 4 Non-dimensional pressure on Mark-II surface

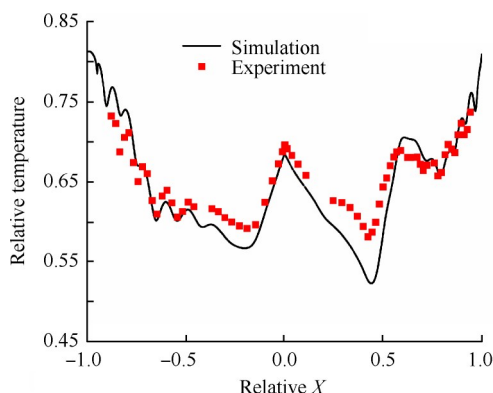


Fig. 5 Non-dimensional temperature on Mark-II surface

为实验数据,黑线为数值模拟结果。图4中,叶片壁面压力模拟结果与实验结果吻合很好。图5中,叶片壁面温度与实验结果较吻合,两者在叶片中部略有差异,但整体温度趋势相同。数值模拟结果与实验基本吻合,因此采用数值模拟给出叶片外表面的换热数据合理可行。

3 算例分析

3.1 计算条件

采用本文模型对E³涡轮第一级导叶如图3所示的1~5叶片外壁面进行温度预测,并将预测结果与CFD模拟结果进行对比,从而验证本文模型对叶片温度的预测能力。E³涡轮第一级导叶采用简单内部冷却,其叶型和气动参数根据文献[16]得到。

采用CFX进行CFD模拟,导叶流道进口给定总温、总压,出口给定背压。其中,进口总温径向分布具有不均匀性,如图6所示,横坐标是相对叶高,纵坐标为相对总温^[16]。冷气入口给定总温和总压值,出口给定背压,在叶片与轮毂、机匣相连接的表面给定热流密度。工质为理想气体,流道两侧边界设置为旋转周期交界面,叶片冷气通道与冷气接触面为流热耦合交界面。主要边界条件如表1所示。

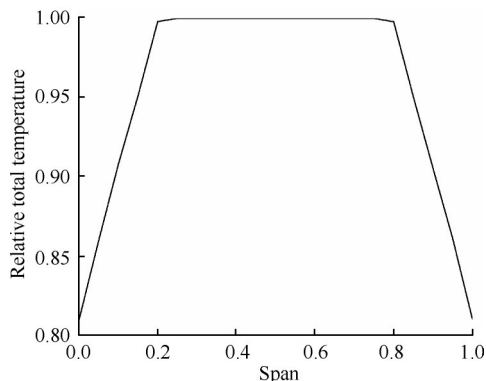


Fig. 6 Turbine inlet temperature radial distribution

Table 1 Calculation parameters for CFD

Parameter	Value
Total pressure of gas at inlet p'_{gi}/MPa	1.28259
Static pressure of gas at outlet p_{go}/kPa	660.7
Total temperature of coolant at inlet T'_{ci}/K	850
Total pressure of coolant at inlet p'_{ci}/MPa	2.58688
Static pressure of coolant at outlet p_{co}/MPa	2.56
Heat flux at tip $q_{tip}/(\text{kW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1})$	10
Heat flux at hub $q_{hub}/(\text{kW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1})$	10.5
Thermal conductivity $\lambda_b/(\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1})$	237

在CFD模拟结果中,该涡轮导叶弦长方向平均导热热量仅为径向平均导热量的9.8%,因此在二维模型中忽略弦向导热是合理的。

针对该导叶,本文模型在叶片壁面1~5分别沿周向给定20个元素,在各元素径向和法向的网格节点数分别为30个和5个。模型的输入参数包括:冷气进口温度、冷气流量、叶顶处热流密度、叶根处热流密度、叶片导热系数、冷却通道几何、燃气进气温度和燃气侧对流换热系数。其中,冷气进口温度、叶顶处热流密度、叶根处热流密度、叶片导热系数如表1所示。冷却通道几何和冷气流量如表2所示,其中,冷气通道1(如图3所示)参数适用于叶片外壁面1~3,冷气通道2参数适用于叶片外壁面4和叶片外壁面5。

Table 2 Coolant mass flow rates for two-dimensional model

Chanel	Mass/($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)	Area/ mm^2	Perimeter/mm
1	0.3248	374.13	73.80
2	0.2434	265.38	72.19

模型需要对流换热系数计算叶片外壁面节点温度。为此,从上述叶片流场CFD模拟结果中,沿外壁面1~5的叶高方向中心线提取对流换热系数,并在这5条中心线上以20%叶高为步长分段,对每段网格点上的对流换热系数进行算术平均,简化整理得到如表3所示的对流换热系数分布。对该简化后的叶片壁面换热系数分布按模型外壁面节点网格进行插值,即可得到式(10)所需的换热系数。模型计算中所需要的近壁面燃气温度采用同样方法获得。

3.2 结果分析

本文二维模型和三维CFD计算所得的叶片外壁面1~5温度分布如图7~图11所示,图中横坐标为叶片外壁面弦向相对位置,纵坐标为相对叶高。模型使用的计算时间比CFD缩短了95%。

Table 3 Heat transfer coefficients of surface 1~5

Span	Heat transfer coefficient/(kW·m ⁻² ·K ⁻¹)				
	Surface 4	Surface 2	Surface 1	Surface 3	Surface 5
0.2	2.0	2.0	4.5	6.0	3.5
0.4	2.0	2.0	3.5	5.0	4.0
0.6	2.5	2.0	4.5	5.5	5.0
0.8	2.5	2.5	4.0	3.5	5.5
1.0	1.5	2.0	5.5	6.5	6.5

在图 7 中,本文二维模型的最大温度区域出现在 A1 区域,右侧中间区域也存在温度较高区域 A2。叶片温度从左向右不断升高,与 CFD 的温度变化趋势相同。二维模型局部存在温度极小值区域,左侧中部区域温度偏小,最大误差为 5.9%。图 8 中,二维模型温度最大区域出现在 B1 和 B2,右下角为温度最小值区域 B3。从左到右,温度下降。与三维 CFD 温度趋势变化相同,左上角区域温度比 CFD 高,右下角区域温度偏低,最大误差为 4.5%。图 9 中,二维模型温度最大区域出现在 C1,温度最小区域出现在 C2。整

体看来,温度从左上到右下逐渐降低。三维 CFD 云图也呈现相同的趋势,存在局部极值区 C3 和 C4。二维模型左侧中部温度比 CFD 高,误差最大为 6.5%。图 10 中,二维模型温度最大区域出现在 D1,温度最小区域出现在 D2,温度从右上角到左下角递减。二维温度变化与三维 CFD 趋势相同,左侧温度比 CFD 偏低,右侧温度比 CFD 略高,最大误差为 2.7%。图 11 中,二维模型温度最大值区域出现在 E1,最小值区域则出现在 E2,叶片外壁面温度从叶片上部到下部逐渐降低,从最大值区域到叶顶温度降低。相似地,二维模型云图与 CFD 变化趋势相同,从叶片温度最大值区域到叶顶,温度降低趋势更明显,温差比 CFD 大,最大误差为 3.6%。

综合图 7~图 11 可以看出,本文二维模型计算得到的温度分布与 CFD 结果变化趋势相同,最大值最小值区域位置相似,与 CFD 模拟结果相比,最大误差不超过 6.5%,因而本文模型可以反映叶片温度分布特点,实现给定冷气流量下的叶片壁面温度预测。

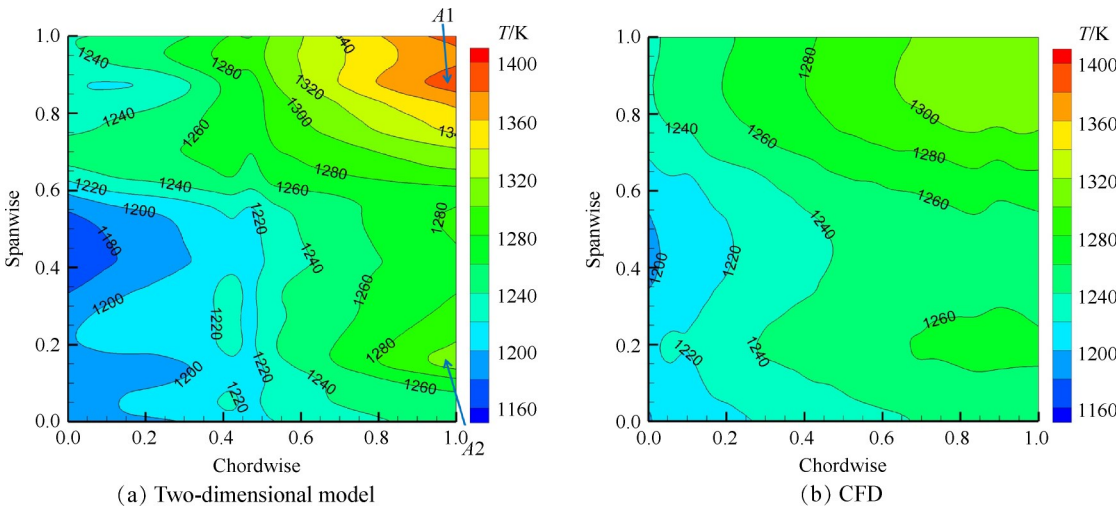


Fig. 7 Temperature contour of surface 1

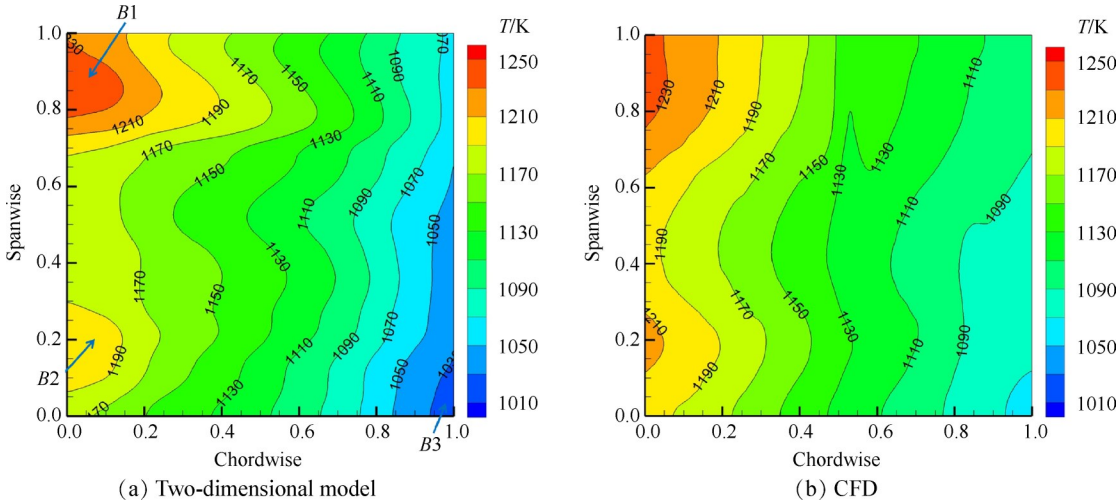


Fig. 8 Temperature contour of surface 2

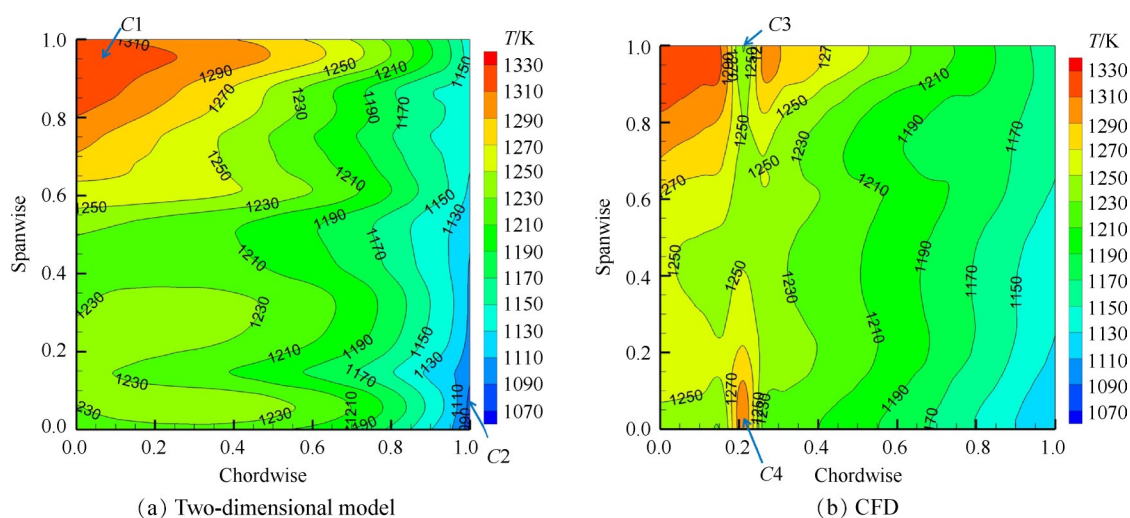


Fig. 9 Temperature contour of surface 3

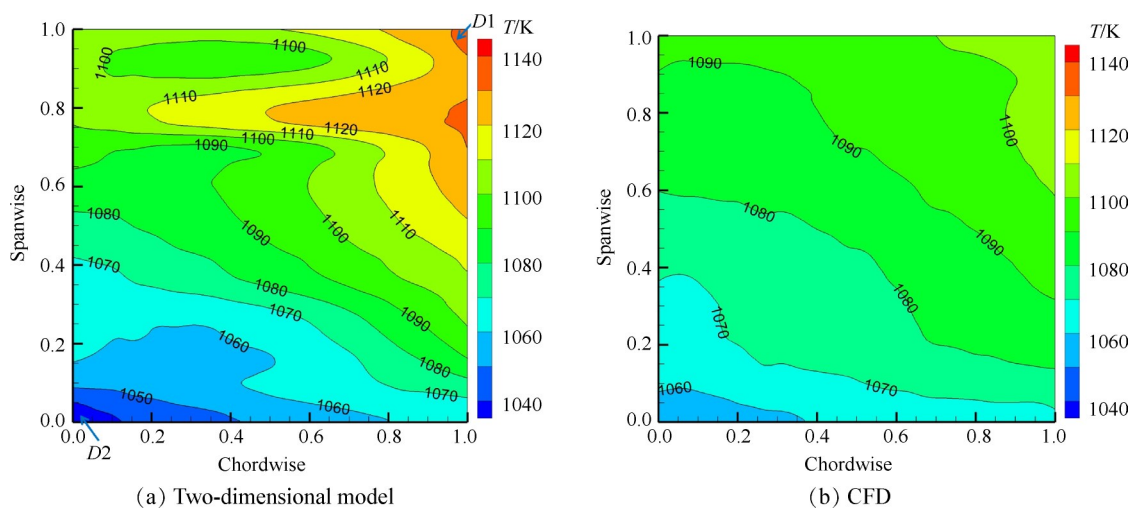


Fig. 10 Temperature contour of surface 4

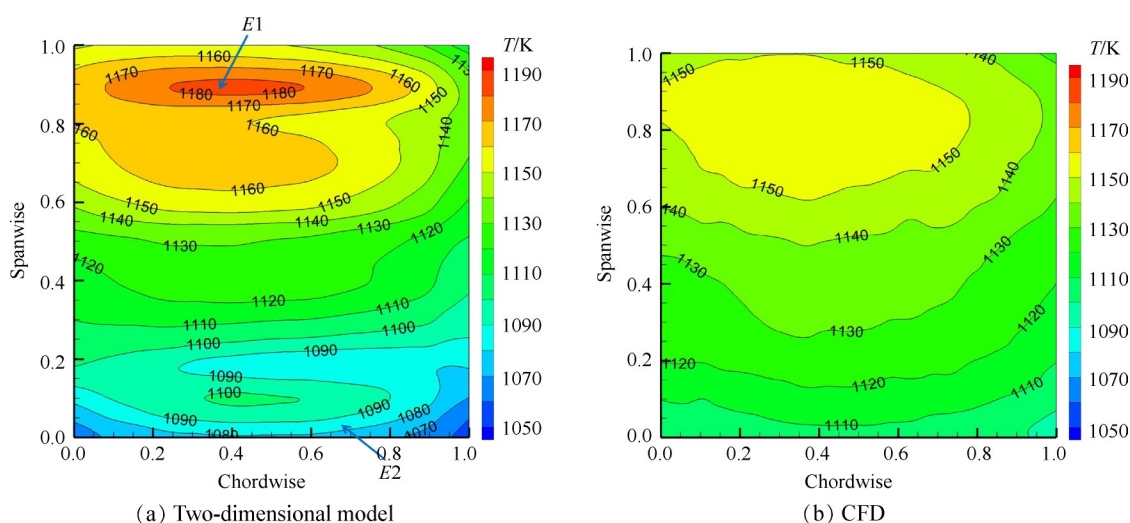


Fig. 11 Temperature contour of surface 5

4 结 论

本文提出了在涡轮叶片固壁内同时考虑叶片径向和垂直于壁面方向导热的二维对流冷却模型,该

模型在叶片燃气侧的展向、弦向分别分区给定由CFD计算得到的边界条件,并将模型的计算结果与CFD做了对比,得到结论如下:

(1)在涡轮叶片径向和垂直于壁面方向建立二

维导热方程,考虑涡轮叶片进口温度径向分布不均和叶片叶根、叶顶冷却效应,能够适用于内外壁面存在温差的涡轮叶片。将模型与叶片气动设计阶段获得的流场CFD模拟结果相结合,分区、分段的提取CFD对流换热系数和壁面燃气温度分布,经算术平均后作为模型所需的边界条件,有利于模型在保持易用性的前提下提高预测精度。

(2)模型与CFD关于E³涡轮导叶内部对流冷却的计算结果对比表明:叶片外壁面温度最大值与最小值所在区域接近,最大温度误差不超过6.5%,温度的变化趋势相同,而计算时间比CFD缩短了95%,因此该模型具有较好的计算精度,能够快速确定叶片温度分布和冷气用量,有利于缩短涡轮内部对流冷却叶片的设计周期。

致谢:感谢国家重点研发计划和国家自然科学基金的资助。

参考文献

- [1] Jordal K, Torbidoni L, Massardo A F. Convective Blade Cooling Modelling for the Analysis of Innovative Gas Turbine Cycles[R]. *ASME GT* 2001-0390.
- [2] Torbidoni L, Massardo A F. Analytical Blade Row Cooling Model for Innovative Gas Turbine Cycle Evaluations Supported by Semi-Empirical Air Cooled Blade Data[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2004, 126(3): 498-506.
- [3] Halls G A. Air Cooling of Turbine Blades and Vanes[J]. *Aircraft Engineering and Aerospace Technology*, 1967, 39(8): 4-14.
- [4] Holland M J, Thake T F. Rotor Blade Cooling in High Pressure Turbines [J]. *Journal of Aircraft*, 1980, 17(6): 412-418.
- [5] Torbidoni L, Horlock J H. A New Method to Calculate the Coolant Requirements of a High Temperature Gas Turbine Blade [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2005, 127(1): 191-199.
- [6] Horlock J H, Watson D T, Jones T V. Limitations on Gas Turbine Performance Imposed by Large Turbine Cooling Flows [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2001, 123(3): 487-494.
- [7] 刘尚明, 魏成亮, 蒲星星, 等. 一种计算燃气轮机透平叶片温度分布和冷却空气需求量的修正模型[J]. *中国电机工程学报*, 2012, 32(14): 88-94.
- [8] Consonni S. Performance Prediction of Gas/Steam Cycles for Power Generation[D]. *New Jersey: Princeton University*, 1992.
- [9] Chen L, Jianjun L. A One-Dimensional Analytical Method for Turbine Blade Preliminary Cooling Design [R]. *ASME GT* 2016-56783.
- [10] Miller D S. Internal Flow Systems[M]. *UK: British Hydromechanics Research Group Limited*, 1990.
- [11] Chowdhury H N, Zirakzadeh H, Han J C. A Predictive Model for Preliminary Gas Turbine Blade Cooling Analysis [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2017, 139(9).
- [12] Alizadeh M, Izadi A, Fathi A. Sensitivity Analysis on Turbine Blade Temperature Distribution Using Conjugate Heat Transfer Simulation [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2014, 136(1).
- [13] Han J C, Dutta S, Ekkad S. Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology [M]. *Boca Raton: CRC Press*, 2012.
- [14] 杨世铭, 陶文铨. 传热学(第四版)[M]. 北京:高等教育出版社, 2006.
- [15] Hylton L D, Mihelc M S, Turner E R, et al. Analytical and Experimental Evaluation of the Heat Transfer Distribution over the Surfaces of Turbine Vanes [R]. *NASA-CR-168015*, 1983.
- [16] Robert D T, David C H, Irwin D S. Energy Efficient Engine High-Pressure Turbine Detailed Design Report [R]. *NASA-CR-165608*, 1984.

(编辑:史亚红)