带冲击-气膜双层壁结构的涡轮导叶冷却特性源项法数值研究 *

魏　宽，苗　辉，秦绪山，张常贤

（中国航空发动机研究院，北京 101304）

摘　要：为了降低由于大量冷却孔导致的计算资源消耗，采用源项法对带冲击-气膜双层壁冷却结构的Mark II涡轮导叶传热进行了简化数值模拟，并与不采用源项法的结果进行了对比。分析了冷却孔网格密度以及流量系数经验关系式对源项法模拟精度的影响。结果表明，采用源项法能够基本准确地模拟叶片表面温度分布并且缩短75%的计算时间。当冷却孔进出口面网格最小尺度小于孔径的1/10时，数值模拟结果将不随面网格密度改变。影响模拟精度的主要因素是经验关系式能否准确模拟总冷气流量以及横流对流量系数的影响。

关键词：源项法；涡轮导叶；双层壁结构；网格密度；流量系数

中图分类号：V231.1　　**文献标识码**：A　　**文章编号**：1001-4055（2022）06-210027-09

DOI：10.13675/j.cnki. tjjs. 210027

Numerical Study on Cooling Characteristics of Turbine Guide Vanes with Impingement/Film Double Wall Structure Using Source Term Method

WEI Kuan，MIAO Hui，QIN Xu-shan，ZHANG Chang-xian

（Aero Engine Academy of China，Beijing 101304，China）

Abstract：In order to reduce the consumption of calculation resources caused by plenty of cooling holes，the source term method is applied to simulate the heat transfer of Mark II turbine guide vane with impingement/film double-wall cooling structure，and the results are compared with those without source term method. The effects of the mesh density of cooling holes and the empirical formula of flow rate coefficient on the accuracy of the source term method are analyzed. The results show that by using the source term method，the surface temperature distribution of the blade can be simulated accurately and the calculation time can be reduced by 75%. When the minimum surface mesh scale at the inlet and outlet of cooling holes is smaller than 1/10 of the hole diameter，the numerical simulation results will not change with the surface mesh density. The main factor affecting the simulation accuracy is whether or not the empirical formula can accurately simulate the total cooling air flow rate and the influence of crossflow on the flow rate coefficient.

Key words：Source term method；Turbine guide vane；Double wall structure；Mesh density；Flow rate coefficient

* **收稿日期**：2021-01-13；**修订日期**：2021-04-20。

通讯作者：魏　宽，博士，工程师，研究领域为航空发动机热管理。

引用格式：魏　宽，苗　辉，秦绪山，等. 带冲击-气膜双层壁结构的涡轮导叶冷却特性源项法数值研究[J]. 推进技术，2022，43(6)：210027.（WEI Kuan，MIAO Hui，QIN Xu-shan，et al. Numerical Study on Cooling Characteristics of Turbine Guide Vanes with Impingement/Film Double Wall Structure Using Source Term Method [J]. *Journal of Propulsion Technology*，2022，43(6)：210027.）

1 引 言

随着航空发动机的性能提升，涡轮前温度在不断提高，导致航空发动机的热端部件，比如涡轮叶片、燃烧室火焰筒、加力燃烧室隔热屏的冷却需求越来越大，出现了双层壁涡轮叶片、双层壁火焰筒以及双层壁隔热屏。双层壁结构必然导致冷却孔数量的大幅增加，这给热端部件传热数值模拟带来了巨大的困难，首先是建模工作量变得异常大，其次是网格数量变得异常大。为了避免这种困难的发生，同时保证热端部件传热数值模拟能够比较精确，很多学者对简化数值方法进行了研究。这些简化数值方法大体上可以分成三类：壁面函数法、谱方法、源项法。

Callejo等[1]采用壁面函数法简化冷却孔传热模拟，其基本思路是对大量不同的冷却孔结构在不同的主流参数和冷流参数条件下进行RANS模拟，获得RANS模拟数据库。通过对当地平均壁面函数的系数进行拟合，获得了系数随吹风比、密度比和气膜孔体积占比等参数变化的关系式。在简化计算时，采用拟合的壁面函数替代常用RANS湍流模型近壁处理方式。对冷却孔内流动则采用Grenard等[2]提出的解析模型对冷却孔传热过程进行处理。Callejo等[1]指出壁面函数法会高估第1~2排气膜孔附近冷却效果，这是因为实际情况下前两排气膜没有完全覆盖表面，而获得当地平均壁面函数的过程隐含了气膜完全覆盖表面的假设。He[3-5]基于傅里叶变换思想，提出了致密气膜孔简化计算的方法——谱方法。该方法最大的特点是直接对气膜孔内外流动换热过程进行RANS模拟，但又不需要模拟所有气膜孔。谱方法的基本思路是选取部分气膜孔进行直接求解并且作为基函数，然后通过傅里叶展开获得其他未直接求解的气膜孔的流动换热数据。He对该方法的适用范围进行了全方位的检验。但是，该方法假设了固体壁面是绝热的，这对于耦合传热问题的求解是不利的。

源项法能够较好地解决壁面函数法和谱方法所存在的问题。Voigt等[6]最早采用源项法对气膜孔流动换热进行了模化。其基本思路是取消气膜孔的真实几何结构，采用固体域虚拟气膜孔替代真实气膜孔，虚拟气膜孔入口处流体域第一层网格上布置质量汇，气膜孔出口处流体域第一层网格上布置质量源，另外在虚拟气膜孔中心布置一个能量汇。其中质量源汇是强制给定的数值，而能量汇则是在给定质量源汇的条件下单独通过RANS直接求解获得的。为了改进Voigt等采用的方法的不便，Andreini等[7]对源项法进行了改进，最大的改进是各个气膜孔流量可以不同并且根据压差实时获得的，气膜孔内的对流换热系数是通过经验关系式获得的。张玉芳等[8]借鉴Andreini等[7]的方法，采用源项法模拟了冲击/发散双层壁平板结构内的流动换热现象。他们将采用源项法简化计算的结果与试验进行了对比，计算结果与试验结果趋势基本一致，但是具体数值还是无法吻合。Aumeier等[9]将Andreini等[7]的方法推广到了燃烧室火焰筒平板壁面发散冷却结构的模拟中。

从前文的介绍中可以看出，无论是壁面函数法、谱方法都存在明显的不足之处，而对源项法的应用，尤其是在冲击-发散双层壁冷却结构中的应用，则往往集中于平板结构上，对复杂曲面结构没有涉及。由于源项法采用流量系数与等熵流量之积获得冷却孔流量，因此流量系数的准确性直接关系到冷却效果的精度。发动机热端部件多为复杂的曲面结构，曲面结构对流量系数影响很大，因此获得复杂曲面冷却孔准确的流量系数对于源项法的工程应用非常关键。基于此，本文以带冲击-气膜双层壁结构的涡轮导叶为对象，研究源项法这种简化数值模拟方法在真实曲面构件上的应用，而其最终的目标应用对象是冷却孔数量巨大的加力燃烧室隔热屏等结构。

2 计算模型和方法

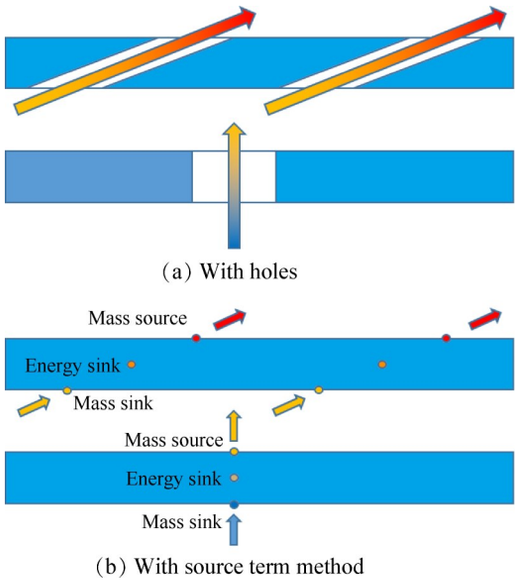
2.1 源项法方法介绍

图1(a)展示了典型的冲击-气膜冷却结构单元，冷气通过冲击孔后进入双层壁结构夹层腔，然后流经气膜孔在外表面形成气膜保护固体壁面免受高温燃气侵蚀。源项法的原理是不直接对冲击-气膜孔内流动换热进行模拟，而是采用冷却孔入口处流体域的负质量源和出处流体域的正质量源来模拟冷气流出对流体域的质量、动量、能量守恒的影响。另外，为了模拟冷气流经冷却孔时带走固体域的热量，在固体域冷却孔所在位置布置了负能量源，如图1(b)所示。各源项的计算方法如下[8]：

(1) 正质量源

$$\dot{m} = C_{\mathrm{D}}\dot{m}_{\mathrm{is}} \tag{1}$$

式中C_{D}为流量系数，流量系数一般采用经验关系式，下文将会详细讨论；$\dot{m}_{\mathrm{is}}$是理想流量，是基于等熵流动假设获得的。



(a) With holes

(b) With source term method

Fig. 1　Schematics of source term method

$$\dot{m}_{is} = p_0\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\gamma+1}{2\gamma}}\sqrt{\frac{2\gamma}{(\gamma-1)RT_0}\left[\left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]}\frac{\pi}{4}D_h^2 \tag{2}$$

由于正质量源的引入，冷却孔出口处流体域第一层边界层网格的连续方程变为

$$\frac{\partial\rho}{\partial t} = \nabla\cdot(\rho\boldsymbol{v}) + S_m \tag{3}$$

式中 S_m 为质量源项。

由质量流量即可获得冷却孔出口速度，此处假设冷却孔出口速度均匀，且与孔方向保持一致，即

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho_{out}\frac{\pi}{4}D_h^2} \tag{4}$$

$$v_x = \frac{v}{\sqrt{1+\tan^2\beta+\tan^2\theta}} \tag{5}$$

$$v_y = \frac{v\tan\beta}{\sqrt{1+\tan^2\beta+\tan^2\theta}} \tag{6}$$

$$v_z = \frac{v\tan\theta}{\sqrt{1+\tan^2\beta+\tan^2\theta}} \tag{7}$$

式中 v_x，v_y，v_z 分别为速度 $\boldsymbol{v}$ 的分量；β 和 θ 分别为冷却孔的方向角。

由于正质量源的引入，冷却孔出口处流体域第一层边界层网格的动量方程变为

$$\frac{\partial(\rho\boldsymbol{v})}{\partial t} + \nabla\cdot(\rho\boldsymbol{v}\boldsymbol{v}) = -\nabla p + \nabla\cdot(\boldsymbol{\tau}) + \rho\boldsymbol{g} + \boldsymbol{S}_v \tag{8}$$

式中 $\boldsymbol{S}_v$ 为质量源项引起的动量源项。

冷却孔出口处的湍流变量值可以通过假设的湍流强度 I 计算得到，即

$$k_{out} = \frac{3}{2}v^2I^2 \tag{9}$$

$$\omega_{out} = \frac{k^{\frac{1}{2}}}{0.027D_h} \tag{10}$$

式中 k_{out} 和 ω_{out} 分别为冷却孔出口处的湍动能和湍动能比耗散率，湍流强度 I 取 5%。

冷却孔出口处总温计算公式为

$$T_{0,out} = T_{0,in} - \frac{\dot{q}}{\dot{m}C_p} \tag{11}$$

式中 $T_{0,in}$ 为冷却孔入口处总温，$\dot{q}$ 为冷却孔内对流换热热流，其计算方法将在下文介绍。

（2）　负质量源

根据质量守恒定律，在冷却孔入口处负质量源对应的质量流量绝对值也为 $\dot{m}$。该负质量源将质量流量对应的动量、能量、湍动能量、比湍动能耗散量从冷却孔入口侧流体域第一层网格控制方程右边扣除。

（3）　负能量源

负能量源均匀布置在固体域中原先冷却孔所在位置，代表的是冷却孔中对流换热带走的热流 $\dot{q}$，其计算公式为

$$\dot{q} = h\pi D_h L_h(T_0 - T_w) \tag{12}$$

式中 h 为对流换热系数，L_h 为孔长，T_w 为原先冷却孔几何中心处所在位置的固体域温度。

对流换热系数 h 通过努赛尔数 Nu 的经验关系式计算得到[10]，经验关系式为

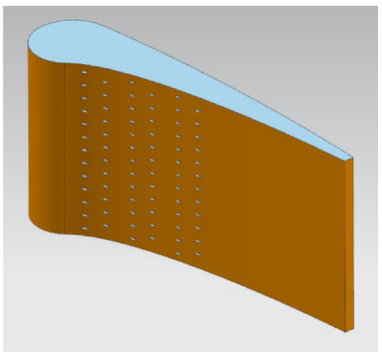
$$Nu = 0.0397Re^{0.73}Pr^{0.33}\left(1 + 2.384\left(\frac{L_h}{D_h}\right)^{-0.621}\right) \tag{13}$$

根据上述源项法描述可知，只要已知冷却孔几何信息以及流量系数即可开展源项法模拟，其中流量系数是由经验关系式获得的。

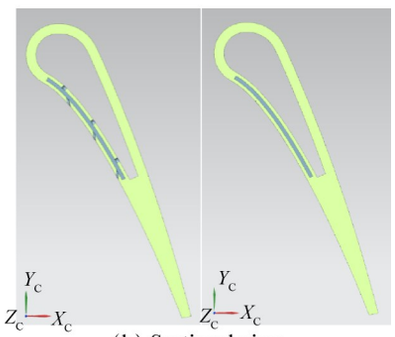
2.2　数值计算方法

本文采用的计算模型为压力面带双层壁冷却结构的涡轮导叶，其中涡轮导叶采用 Mark II 叶片的气动外形[11-12]，如图 2(a)所示。冷气从叶片底部通入，叶片顶部闭合。双层壁冷却结构仅在压力面布置，其中冲击孔板和气膜孔板均为 1.2mm 厚，冲击距离为 1.6mm。冲击孔为三排，每排 12 个，孔径为 2mm，与冲击孔板夹角为 90°。气膜孔为六排，采用交错排列，每列为 12 个或 13 个，孔径为 1mm，与气膜孔板夹角为 30°。采用源项法简化模拟时所采用的几何结构如图 2(b)右图所示。简化后的几何结构取消了冷

却孔，取而代之的是在原本冷却孔进出口所在位置布置了控制方程源项。



(a) Isometric view

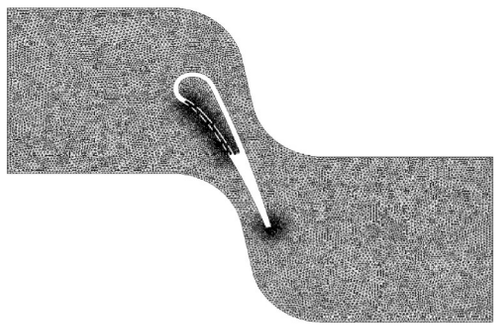


(b) Sectional view

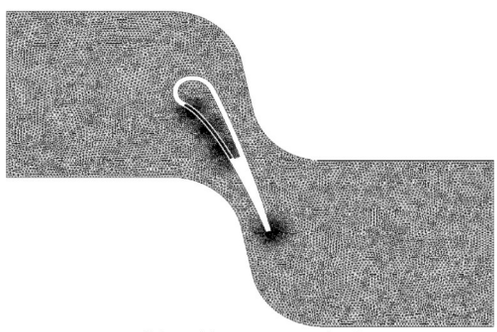
Fig. 2　Geometry of turbine blade

本文采用 Fluent1 8.1 软件开展数值模拟，并通过用户自定义函数实现源项法功能。将涡轮叶片材料设置为 Fluent1 8.1 材料库中的钢，而空气则按照理想气体处理。求解器采用基于压力的求解器，并采用 Coupled 算法求解，湍流模型采用标准 k-ω 模型。计算网格采用 ANSYS Workbench 中 MESH 模块绘制，对壁面附近边界层网格进行了加密处理，第一层网格厚度为 5μm，增长率为 1.1，根据不同位置壁面选取不同边界层网格层数。另外，本文采用了根据表面曲率对面网格进行加密的策略，从而能够自动对冷却孔、叶片尾缘以及前缘附近网格进行局部加密处理。图 3 展示的是没有采用源项法和采用源项法时的流体域网格。

为了验证本文所采用的数值计算方法的可靠性，采用文献[11]中的 5411 试验工况的数据进行了比对，具体边界条件见文献[11]。图 4 展示了按照本文所采用的数值计算方法所得到的叶片中截面温度和压力分布与试验结果的对比，图中 C 代表叶片弦长。从图中可以看到压力场吻合非常好，温度场在 $X/C < 0.35$ 的区域偏差较大，其他位置吻合相对较好。对涡轮导叶表面温度场进行精确模拟向来都是比较困难的，因为该问题涉及到边界层转捩、激波-边界层干扰等复杂物理现象。文献[12]分别采用 SST 模型以及 SST 合并 γ-θ 转捩模型对 5411 试验工况进行了模拟，结果表明，采用 SST 模型无法精确模拟转捩区温度场，而采用 SST 合并 γ-θ 转捩模型提高了转捩区温度场的模拟精度，但是对于激波-边界层干扰区域温度场仍然无法精确模拟。



(a) Without source method



(b) With source method

Fig. 3　Mesh of the fluid domain

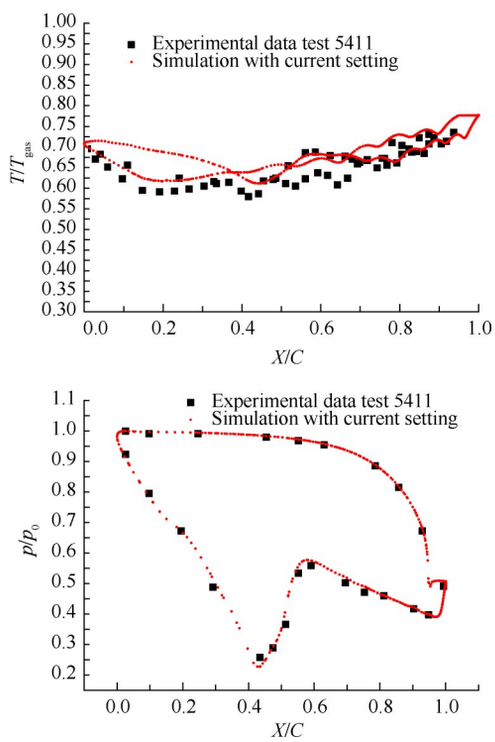


Fig. 4　Temperature and pressure distribution of test case 5411 at mid-span

虽然本文同样出现了标准 $k-\omega$ 模型不能非常精确地模拟 5411 试验工况下叶片表面温度分布的情况，但是这不妨碍本文对源项法的研究，因为源项法从原理上是不依赖湍流模型的，任何基于 RANS 的湍流模型都能够进行源项法改造。例如，可以将文献[12]所采用的 $\gamma-\theta$ 转捩模型引入本文所采用的标准 $k-\omega$ 模型来改善转捩区温度场模拟精度。对其进行源项法改造分为以下几步：首先，连续方程、动量方程、能量方程以及引入间歇因子的标准 $k-\omega$ 模型的改造延续前文介绍的方法；然后，引入 $\gamma-\theta$ 转捩模型的间歇因子输运方程以及转捩动量厚度雷诺数输运方程；最后，在间歇因子输运方程以及转捩动量厚度雷诺数输运方程中添加对应源项，假设冷却孔出口处间歇因子和转捩动量厚度雷诺数等于冷却孔进口平均值。

基于此，本文采用上述数值计算方法，对图 2 所展示几何模型分别开展了带源项和不带源项的数值计算。计算所定义的流体域主流入口位于叶片上游沿来流方向约一倍弦长的位置。计算所采用的边界条件如表 1 所示。

Table 1　Boundary conditions of the cases

Boundary name	Boundary type	Parameter
Main inlet	Total pressure inlet	p_t=337.1kPa，T_t=788K
Main outlet	Static pressure outlet	p_{out}=169.8kPa
Secondary inlet	Total pressure inlet	p_t=387.1kPa，T_t=300K

3　计算结果与分析

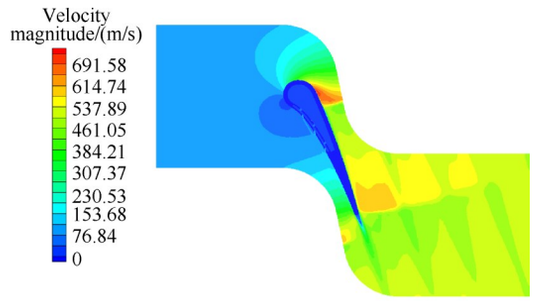
3.1　与原始结构结果对比分析

为了验证源项法的有效性，对比了采用原始结构直接进行数值仿真和采用简化结构进行源项法简化仿真的结果。其中，源项法方案中冲击孔和气膜孔采用的流量系数经验关系式均为

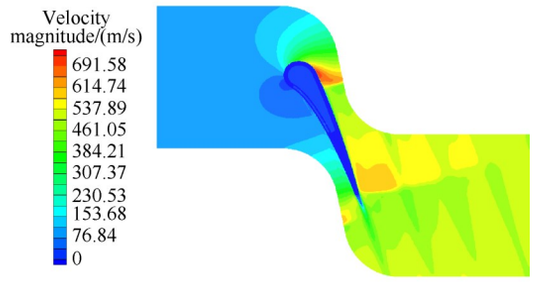
$$C_d = \sqrt{\frac{1}{\frac{p_c^*}{p_h^*} - 1}} \tag{14}$$

式中 p_c^* 为冷却孔进口中心总压，p_h^* 为冷却孔出口中心总压[13]。

图 5 和图 6 分别展示了原始结构和采用源项法的简化结构的中截面速度场和温度场分布。从图中可以看到两种情况下的主流流场和温度场几乎没有差别。从表 2 所示的主流进口流量对比同样可以表明是否采用源项法对主流流场的影响可以忽略。

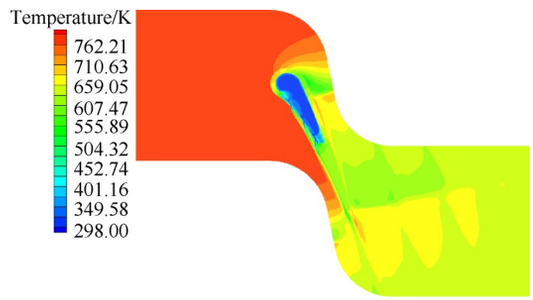


(a) Without source term

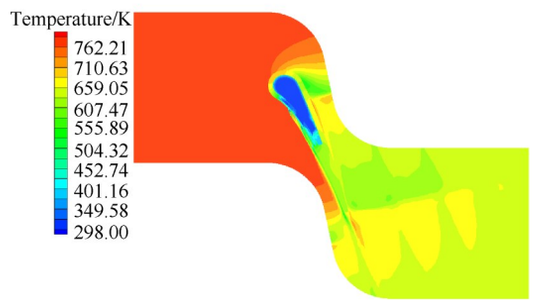


(b) With source term

Fig. 5　Comparison of flow fields in the mid-span plane with and without source term method



(a) Without source term



(b) With source term

Fig. 6　Comparison of temperature fields in the mid-span plane with and without source term method

Table 2　Comparison of mass flow rates of inlet boundary with and without source term method

With/without source term	Main flow rate/(g/s)	Secondary flow rate/(g/s)
Without source term	1397	21.14
With source term	1396	22.47

图 7 是原始结构和采用源项法的简化结构的压力面温度场分布。总体来说，是否采用源项法获得的温度分布是相似的，比如存在叶根（右侧）冷却效果优于叶顶（左侧）的现象，存在上游气膜孔冷却效果最好，随后逐渐变差的现象。

图 8 对比了是否采用源项法的情况下压力面的中截面温度分布。不难看出由于气膜孔的作用，在气膜孔区域温度出现了波浪状分布。总体而言，采用源项法之后，叶片压力面平均温度为 522K，相比于未采用源项法时低了 4K，但是，局部的温度分布呈现出气膜孔区域的温度水平整体低于原始结构算例，下游区域的温度水平整体高于原始结构算例。导致平均温度以及气膜孔区域温度稍低的原因主要是采用源项法之后导致冷气流量稍许上升，如表 2 所示。源项法所采用的流量系数经验关系式是导致冷气流量稍大的主要原因，关于流量系数经验关系式的问题，3.3 节将进一步探讨。

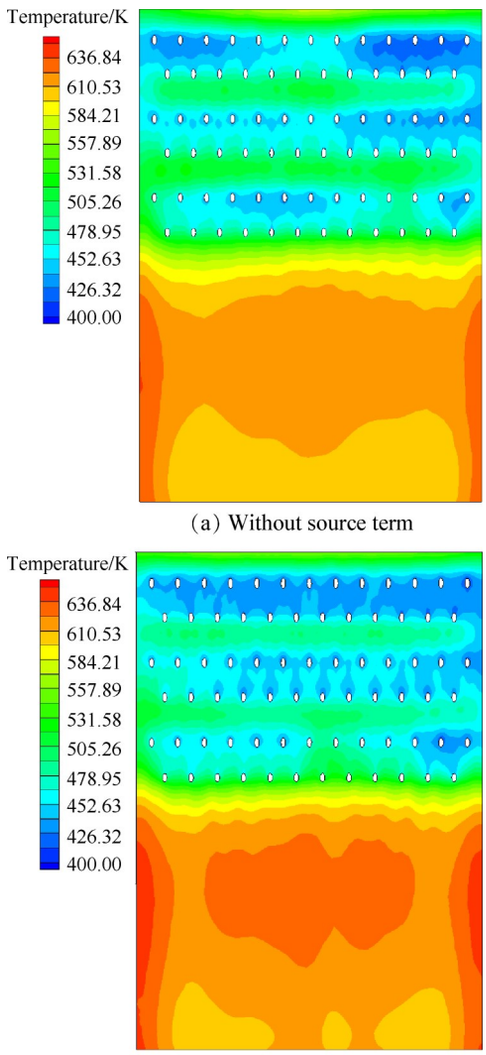


Fig. 7　Comparisons of temperature fields in the pressure side with and without source term method

压力面下游区域的温度水平整体高于原始结构是因为采用源项法时气膜孔出口射流长度比原始结构短，从而气膜无法对压力面下游进行良好覆盖所导致的。造成这一问题的主要原因是源项法假设了冷却孔出口速度均匀，而原始结构冷却孔出口存在速度分布不均。比如，原始结构气膜孔内存在流动分离现象，导致孔内局部区域阻塞，其他区域速度显著增大，从而导致气膜孔出口射流长度显著增大。

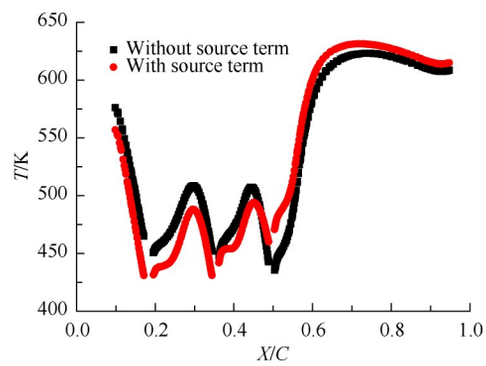


Fig. 8　Temperature distribution at mid-span with and without source term method

3.2　网格密度影响分析

为了确定源项法简化模拟所需的冷却孔进出口面网格数量，开展了网格密度影响分析。在保证边界层网格设置不变的情况下，通过改变冷却孔进出口面网格密度构造了三套网格，如图 9 所示。采用 ANSYS Workbench Mesh 模块生成网格，不同面网格设置参数见表 3。

图 10 展示了不同冷却孔进出口面网格密度条件下叶片压力面的中截面壁温分布情况。不难发现，

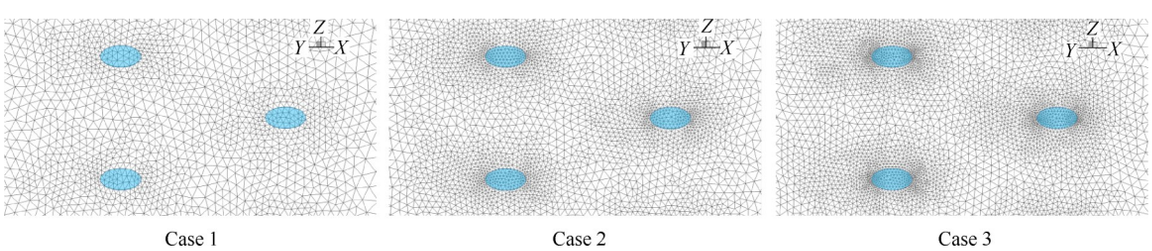


Fig. 9　Meshes of different face mesh density

Table 3　Mesh setup

	Minimum mesh size/mm	Normal angle of curvature/(°)	Total mesh number
Case 1	0.2	36	8.837×10^6
Case 2	0.1	18	1.6169×10^7
Case 3	0.075	9	2.3287×10^7
Original structure	0.1	18	1.8393×10^7

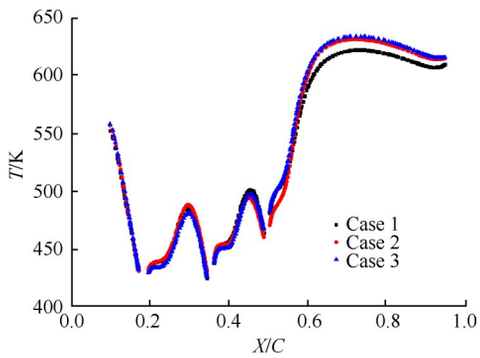


Fig. 10　Temperature distribution at mid-span of pressure side with different mesh density

算例1的壁温分布在压力面下游明显不同于其他工况，而其他工况的壁温分布基本相同，这说明面网格密度对源项法模拟精度的确能够产生影响，当面网格最小尺度达到0.1mm，也就是孔径的1/10时就能够满足要求。

另外，如果采用算例2的面网格密度设置，采用源项法之后整个计算域的网格数量相比原始结构从1839.3万下降为1616.9万，如表3所示。尽管网格数量只下降了12%，但是数值计算每步迭代时长角度来看，采用源项法之后每步迭代时间缩短了接近75%，这体现了采用源项法的巨大优势。经分析，造成这种现象的原因是一方面源项法只在冷却孔处采用，因此对整体网格数量下降幅度影响有限（对于包含极大量冷却孔的加力燃烧室隔热屏除外）；另一方面，由于冷却孔连通着不同的流体域，包括：主流燃气流体域、叶片内部冷气流体域以及双层壁结构的夹层腔流体域，不采用源项法时，上述三个流体域是连通的，需要用同一个矩阵求解，假设上述三个流体域网格数相同，都为N，则求解矩阵为$3N\times3N$。但是一旦采用源项法之后，三个流体域不再连通，因此变成了求解3个$N\times N$的矩阵，计算量自然显著下降。如果将该方法推广应用到加力燃烧室隔热屏冷却问题简化数值计算中，收益将会更加显著。

3.3　流量系数影响分析

由于采用源项法模拟获得的冷却效果直接与冷气流量相关，而冷气流量则主要取决于流量系数经验关系式，本节将对流量系数经验关系式的选取开展研究。对航空发动机热端部件冷却孔的流量系数，不少学者开展了大量的实验研究[14-16]。经过文献调研分别选取两组冲击孔流量系数的经验关系式和两组气膜孔流量系数经验关系式[17-18]开展研究。

其中，冲击孔流量系数经验关系式为

第A1组：

$$C_{\mathrm{d}}=\sqrt{\frac{1}{\frac{p_{\mathrm{c}}^{*}}{p_{\mathrm{h}}^{*}}-1}} \tag{15}$$

第A2组：

$$C_{\mathrm{d}}=1-g\left(1-0.5885-\frac{375}{Re}\right) \tag{16}$$

式中$g=\left(1+1.3\mathrm{e}^{-1.606\left(\frac{L_{\mathrm{h}}}{D_{\mathrm{h}}}\right)^{2}}\right)\left(0.435+0.021\frac{L_{\mathrm{h}}}{D_{\mathrm{h}}}\right)$。

气膜孔流量系数经验关系式为

第B1组：

$$C_{\mathrm{d}}=\sqrt{\frac{1}{\frac{p_{\mathrm{c}}^{*}}{p_{\mathrm{h}}^{*}}-1}} \tag{17}$$

第B2组：

$$C_{\mathrm{d}}=\sqrt{\frac{1}{0.595k_{\mathrm{e}}^{-0.75}-0.1+1/C_{\mathrm{d,no}}^{2}}} \tag{18}$$

式中 $\frac{1}{C_{\mathrm{d,no}}}=\frac{1}{0.827-0.0085\left(\frac{L_{\mathrm{h}}}{D_{\mathrm{h}}}\right)}+\frac{20}{Re}\left(1+2.25\frac{L_{\mathrm{h}}}{D_{\mathrm{h}}}\right)-\frac{0.005\frac{L_{\mathrm{h}}}{D_{\mathrm{h}}}}{1+7.5\left(\lg 0.0015Re\right)^{2}}$，

$k_{\mathrm{e}}=\rho_{\mathrm{e}}U_{\mathrm{e}}U_{\mathrm{e},\perp}/(\rho mU_{\mathrm{m}}^{2})$。

将不同经验关系式进行排列组合开展研究，如表4所示，从表4中不难看出，与原始结构流量对比，A2-B1的组合方案无论在冷气流量还是主流流量上都是最接近的。通过对不同组合方案之间对比，可以看到气膜孔采用第二组经验关系式均比采用第一组高估了冷气流量，而冲击孔采用哪组经验关系式影响不大。

Table 4 Comparison of mass flow rates of inlet boundary with different mass flow rate coefficient formula

Case	Secondary flow rate/(g/s)	Main flow rate/(g/s)
A1-B1	22.47	1396
A1-B2	25.73	1394
A2-B1	22.37	1396
A2-B2	25.58	1394

图11展示了不同流量系数经验关系式条件下压力面的中截面温度场对比,温度场的分布与冷气流量呈现出显著的相关性,即冷气流量越大,则压力面壁面温度越低。总体来说,“2-1”的组合方案最优。但是按照不同源项法组合方案之间的总冷气流量偏差以及叶片中径温度偏差的关系推算,即便冷气总流量降低到原始结构的水平,采用源项法计算的结果仍然不能与不采用源项法的结果完全吻合。这就意味着除了总冷气流量以外,还有其他原因导致了叶片中径温度偏差的产生。通过仔细对比图7不难发现,并非在叶片的所有半径位置上都存在不采用源项法的温度高于采用源项法的现象,在叶根位置(右侧)就存在反例。这就说明冷气流量在不同冷却孔之间的分配规律不同是导致采用源项法前后叶片中径位置温度偏差的主要原因。而导致分配规律发生变化的主要原因是源项法所采用的经验关系式中冷却孔的流量系数仅与压力、雷诺数有关,无法考虑复杂的横流的影响,而不采用源项法时,每个冷却孔的冷气流量都能够考虑复杂横流的影响。

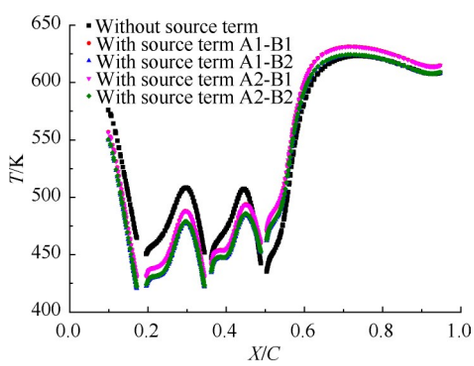


Fig. 11 Temperature distribution at mid-span of pressure side with different mass flow rate coefficient formula

4 结 论

本文采用源项法对带冲击-气膜双层壁冷却结构的涡轮叶片冷却问题进行了简化数值研究,结论如下:

(1)采用源项法能够准确地模拟带冲击-气膜双层壁结构的涡轮导叶平均冷却效果并且缩短了75%的计算时间。

(2)当冷却孔进出口面网格最小尺度达到孔径的1/10时,采用源项法进行简化模拟的结果为网格无关解。

(3)文献中的流量系数经验关系式均会导致冷气流量的高估,需要采用修正系数进行修正,另外流量系数经验关系式没有考虑横流等复杂因素的影响,会导致冷气流量在不同冷却孔中分配规律发生变化。

参考文献

[1] Callejo G, Laroche E, Millan P, et al. A Wall-Function Based Model for Multi-Perforated Walls[R]. *ASME GT* 2015-42103.

[2] Grenard P, Scherrer D. A Modified Wall Boundary Condition for Multi-Perforated Walls[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2013, 63: 16-24.

[3] He L. Block-Spectral Approach to Film-Cooling Modeling[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2012, 134(2).

[4] He L. Block-Spectral Mapping for Multi-Scale Solution [J]. *Journal of Computational Physics*, 2013, 250: 13-26.

[5] He L. Fourier Spectral Modelling for Multi-Scale Aero-Thermal Analysis[J]. *International Journal of Computational Fluid Dynamics*, 2013, 27(2): 118-129.

[6] Voigt S, Noll B, Aigner M. Development of a Macroscopic CFD Model for Effusion Cooling Applications [R]. *ASME GT* 2012-68251.

[7] Andreini A, Da Soghe R, Facchini B, et al. Local Source Based CFD Modeling of Effusion Cooling Holes: Validation and Application to an Actual Combustor Test Case[R]. *ASME GT* 2013-94874.

[8] 张玉芳, 黄望全. 用于冲击/发散双层壁冷却数值模拟的源项法模型[J]. 南京航空航天大学学报, 2017, 49(*s*): 24-29.

[9] Aumeier T, Behrendt T. Application of an Aerothermal Model for Effusion Cooling Systems and Finite Rate Chemistry in Aeroengine Combustors [J]. *Turbulence, Heat and Mass Transfer*, 2015, 8: 895-898.

[10] Cho H, Goldstein J. Heat (Mass) Transfer and Film Cooling Effectiveness with Injection Through Discrete Hole, Part I: Within Holes and on the Back Surface[J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1995, 117: 440-450.

[11] Nealy A, Mihelc S, Hylton D, et al. Measurements of Heat Transfer Distribution over the Surfaces of Highly Loaded Turbine Nozzle Guide Vane [J]. *ASME Journal*

of Engineering for Gas Turbine and Power, 1984, 106: 149-158.

[12] 李　涛, 边　昕, 冯　宇, 等. 基于Gama-Theta转捩模型的气冷涡轮气热耦合研究[J]. 推进技术, 2014, 35(7): 932-940. (LI Tao, BIAN Xin, FENG Yu, et al. Conjugate Heat Transfer Simulation of Air-Cooled Turbine Based on Gama-Theta Transition Model[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2014, 35(7): 932-940.)

[13] 许全宏, 林宇震, 刘高恩. 冲击加多斜孔双层壁冷却方式流量系数研究[J]. 推进技术, 2000, 21(5): 49-52. (XU Quan-hong, LIN Yu-zhen, LIU Gao-en. Discharge Coefficient of Double Wall with Discrete-Hole and Inclined Multihole for Combustor Liner[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2000, 21(5): 49-52.)

[14] 王　磊. 冲击/发散冷却换热特性及流量系数研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2006.

[15] 向安定, 朱惠人, 刘松龄, 等. 涡轮工作叶片型面气膜孔流量系数的实验研究[J]. 航空动力学报, 2003, 18(4): 507-511.

[16] Briones A, Rankin B, Stouffer S, et al. Parallelized, Automated, Predictive, Imprint Cooling Model for Combustor Liners[R]. *ASME GT* 2016-56187.

[17] 刘松龄, 陶　智. 燃气涡轮发动机的传热和空气系统[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2018.

[18] Rowbury A, Oldfield G, Lock D. A Method for Correlating the Influence of External Crossflow on the Discharge Coefficients of Film Cooling Holes[J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 2001, 123: 258-265.

(编辑:朱立影)