

源项不准确加载对源项法模型 仿真精度的影响

朱剑琴, 李 林, 邱 璐, 戎 毅, 李倩倩

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院
航空发动机气动热力国家级重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 针对平板多孔气膜冷却结构开展了真实模型和源项法模型数值仿真,在同实验数据对比取得较高精度的基础上探究了源项不准确加载对源项法模型仿真精度的影响,分析了加载方式、流量系数、网格参数等影响因素。结果表明:源项法模型可以代替建立带气膜孔真实模型对气膜冷却结构进行数值计算。网格准确定位的源项加载方式在粗细网格条件下均能取得较高的精度,点源项加载方式对网格较为敏感。因流量系数公式不准确导致的流量计算误差会影响源项法模型的计算精度,低吹风比下影响更为显著。气膜孔进出口处网格面密度应不少于 4 个/mm²,第一层网格高度的选取应符合所选用的湍流模型,以保证较高的计算精度。
关 键 词: 气膜冷却; 源项法模型; 源项加载方式; 对流换热; 冷却效率
中图分类号: V231.1 **文献标志码:** A

Effect of inaccurate source term loading on simulation precision for source term model

ZHU Jianqin, LI Lin, QIU Lu, RONG Yi, LI Qianqian

(National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine
Aero-thermodynamics, School of Energy and Power Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: Numerical simulation of the real model and the source term model was carried out for a multi-perforated film cooling plate. On the basis of high-precision experimental comparison, the effect of inaccurate source term loading on the simulation results was explored, and the factors such as loading methods, discharge coefficient, and mesh parameters were analyzed. Results showed that the source term model could be used for numerical calculation of film cooling structure instead of establishing real holes with film hole. The source term loading method of accurate mesh positioning could achieve high precision under the coarse and fine meshes, while the point loading method was more sensitive to the grid. The mass flow rate calculation error caused by the inaccuracy of discharge coefficient empirical formulas would affect the calculation precision of the source term model, which was more pronounced at low blow ratios. The mesh density at the entrance and exit of the film hole should be not less than 4/mm², and the height of first prism layer should be consistent with the turbulence model to ensure high simulation precision.

收稿日期:2020-05-28
基金项目:国家自然科学基金(51876005)
作者简介:朱剑琴(1983—),女,副教授、博士生导师,博士,主要从事航空发动机热端部件冷却、高超飞行热防护技术。
引用格式:朱剑琴,李林,邱璐,等.源项不准确加载对源项法模型仿真精度的影响[J].航空动力学报,2020,35(11):2348-2355.
ZHU Jianqin,LI Lin,QIU Lu,et al. Effect of inaccurate source term loading on simulation precision for source term model [J]. Journal of Aerospace Power,2020,35(11):2348-2355.

Key words: film cooling; source term model; source term loading method; convective heat transfer; cooling effectiveness

气膜冷却作为一种非常有效的冷却方式,在燃烧室、涡轮等航空发动机高温部件冷却中得到了广泛运用。在设计过程中,通常需要采用数值模拟方法对其冷却效果进行预测,但气膜冷却结构中气膜孔数目较多,往往多达上百个^[1]。因此无论是气膜孔的网格划分还是后续的数值计算都需要大量的计算资源,这给气膜冷却结构的设计和优化带来巨大挑战^[2]。源项法模型是一种用于气膜冷却结构计算的简化方法,能够节省计算资源,提高计算效率。国内外学者关于源项法模型开展了许多方面的研究。

Burdet 等^[3]分析了实验数据^[4]中气膜孔下游的流动结构,通过在气膜孔下游某个面处添加质量、动量、湍流源项的方式复现该结构,模拟气膜孔射出气流的渗透、掺混,进而模拟真实气膜孔流动。Kampe 等^[5]采用数值仿真的方式对气膜孔出口流域进行建模,发展了关于气膜孔几何参数、流动参数与出口速度、温度等数值及分布的关联式。基于此关联式,Kampe 等^[6]通过在临近气膜孔出口指定流域处添加质量、动量、能量源的方式模拟气膜孔出流流动,与实验结果吻合较好。Heidmann 等^[7]提出在粗网格下添加体积源项模拟气膜孔的小尺寸三维流动,在低吹风比下取得了较好的效果,并表示将源项添加在离壁面一倍孔径处比近壁面添加效果更好。Tartinvill 等^[8]考虑在气膜孔出口处添加质量、动量、能量源项的方式模拟真实气膜孔流动,并将该模型用于涡轮叶片的仿真计算中。Voigt 等^[9]首次提出在固壁内部添加吸热源模拟孔内流动过程中的耦合换热,通过仿真确定了不同吹风比下孔内表面传热系数用以计算换热量,与实验数据符合较好。

Andreini 等^[10]通过在气膜孔进出口位置添加质量、动量源项的方式模拟气膜孔进出口流动,同时考虑到孔内部对固壁的冷却作用,在固壁内部添加能量吸收源模拟换热。流量和换热量的计算用到了流量系数和表面传热系数的经验关系式。并将该模型运用到燃烧室计算中,取得了较好的结果。Johnson 等^[11]将源项法模型运用到涡轮叶片计算中,并进行了叶片表面热流的计算。张玉芳等^[12]将文献[10]中的源项法模型应用到冲击发散冷却结构,并在文献[13]中将其推广到简单燃烧室。尹钊等^[14]将源项法模型用于涡轮

叶片的结构优化,并结合多目标算法对气膜孔出口角和流向位置进行了改善。

目前已有的源项法模型可分为两类:第一类,出口流动结构建模的方式,无气膜孔,可以准确模拟孔下游流动情况,但模型较为复杂且没有考虑气膜孔入口及固壁内换热情况;第二类,气膜孔进出口附加流量、动量等流动统计量的方式,无孔内结构但保留进出口,极大简化了计算。第二类模型在现有的计算中,源项多以点添加的方式进行加载,未考虑源项添加不合理带来的误差。本文针对第二类方式,研究了源项不准确加载对源项法模型计算结果的影响,分析了加载方式、流量系数、网格参数等影响因素。

1 源项法模型简介

本文采用的源项法模型内嵌于商业软件 ANSYS Fluent 中,参考文献[10]源项法模型中源项计算公式,并结合 Fluent 帮助手册^[15]中各输运方程及源项定义,给出了气膜孔进出口面及固壁内部源项计算方式。包括气膜孔出口处质量生成源、动量生成源、能量源;气膜孔进口处质量吸收源、动量吸收源、能量源;固壁内部能量吸收源;及包括湍动能和耗散率在內表征湍流特性的湍流源项,并通过用户自定义函数(UDF)的方式以及相应的前处理将源项精确加载到相应位置。

不同于文献[10]中将源项添加至相应网格点的方式,本文的主要源项加载方式为将流体域源项精确添加至气膜孔进出口对应的网格面处,并研究了不同加载方式对计算结果的影响。图1(a)所示为气膜冷却结构,图1(b)所示为源项法模型原理及源项添加方式示意图,即通过添加相应源项模拟真实气膜孔的进出口流动和孔内对流换热,进而代替求解真实气膜孔流动。

关于各个源项的计算方法,如下所示。

1) 质量源

质量源即通过气膜孔冷却气的质量流量 $\dot{m}$, 气膜孔出口处为质量生成源(正质量源 $\dot{m}$), 进口处为质量吸收源(负质量源 $-\dot{m}$)。而质量流量 $\dot{m}$, 对于特殊的气膜冷却结构可以直接给定, 也可通过流量系数及理想流量公式^[10]计算得到

$$\dot{m} = C_d \dot{m}_{is} \quad (1)$$

其中 $\dot{m}_{is}$ 为理想流量, 即忽略进口损失、摩擦损失、

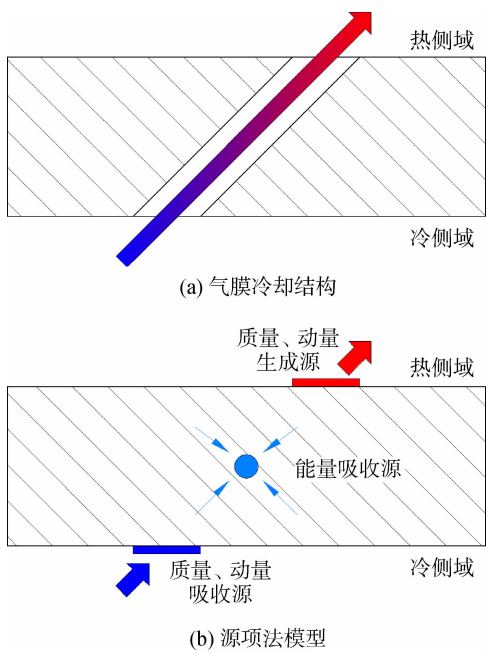


图 1 源项法模型原理示意图

Fig. 1 Schematic of source term model

出口突扩损失等损失的理想流量,可通过理想流量计算公式计算得到;流量系数 C_d 与几何参数和流动参数有关。

2) 动量源

动量源即通过气膜孔冷却气的动量 $\dot{m}V$,气膜孔出口处为动量生成源(正动量源 $\dot{m}V$),进口处为动量吸收源(负动量源 $-\dot{m}V$)。气体速度 V 可以通过流量计算得出

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho \frac{\pi}{4} D^2} \tag{2}$$

其中 ρ 为冷却气的密度, D 为气膜孔直径。假设气膜孔轴线矢量方向为 (x, y, z) ,则可以求出速度在 x, y, z 方向上的分量:

$$\begin{cases} V_x = V \frac{x}{\sqrt{x^2 + y^2 + z^2}} \\ V_y = V \frac{y}{\sqrt{x^2 + y^2 + z^2}} \\ V_z = V \frac{z}{\sqrt{x^2 + y^2 + z^2}} \end{cases} \tag{3}$$

即可计算出 x, y, z 三个方向上的动量源。

3) 能量源

能量源的添加包括流体域和固体域两部分,其中对于流体域,在气膜孔进出口处添加能量源表征进出口流体的温度;对于固体域,在固壁内部添加能量源表征气膜孔内部的对流换热。流体域能量源 E_c 的计算方法为

$$E_c = \dot{m} \left[c_p (T_f - T_r) + \frac{1}{2} V^2 \right] \tag{4}$$

其中 c_p 为流体的比定压热容, T_f 为流体温度, T_r 为参考温度,由于焓是一个相对值,需要一个参考温度,Fluent 中参考温度为 298.15 K。

固体域能量源 E_s 的计算方法为

$$E_s = \dot{m} c_p (T_{out} - T_{in}) \tag{5}$$

其中 T_{in} 为气膜孔进口处流体温度,通常可认为是冷却气的温度; T_{out} 为气膜孔出口处流体温度,可通过表面传热系数计算得到^[10]。

4) 湍流源项

本文采用的湍流模型为 realizable $k-\epsilon$ 模型,故需要在添加质量源、动量源的同时添加湍流源项表征进出口处的湍流特性,包括湍动能 k 和湍流耗散率 ϵ 两项,计算方法为

$$k = \frac{3}{2} V^2 T_u^2 \tag{6}$$

$$\epsilon = \frac{k^{3/2}}{0.3D} \tag{7}$$

其中 T_u 为湍流强度,需提前给定,一般取 5%。

2 计算模型和方法

2.1 计算模型

选用文献[16]实验中的平板多斜孔气膜冷却模型作为源项法模型的计算和验证算例。结构如图 2 所示,气膜孔为错排布置,主流横向进气,冷气纵向进气,并设有进口发展段和出口稳定段。由于模型两侧均设置为对称边界,故只需作出两列孔。具体尺寸数据如表 1 所示,其中 α 为孔倾角, r 为孔排数, S_x, S_y 分别是沿流向和展向孔间距。

测点位于观测表面中心线下 2 mm 处,同实验一致,与第一排孔的距离分别是 1、2、4、6、8、

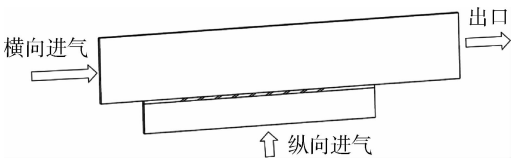


图 2 平板多斜孔气膜冷却物理模型

Fig. 2 Sketch of multi-perforated film cooling plate

表 1 模型尺寸参数

Table 1 Parameters of model

D/mm	$\alpha/(\text{^\circ})$	r	S_x/mm	S_y/mm
1.88	30	9	13.72	11.06

9.5、14、18 倍的 S_x , 测量固壁内温度 T_w 用于计算气膜冷却效率 η 。

$$\eta = \frac{T_{\text{main}} - T_w}{T_{\text{main}} - T_{\text{cool}}}$$

(8)

其中 T_{main} 为主流温度, T_{cool} 为冷气温度, 模型的其他信息可以参考文献[16]。

2.2 网格划分与数值计算方法

采用 ICFM 软件对本计算模型进行网格生成, 如图 3 所示, 全计算域采用四面体网格。近壁面处有 15 层棱柱边界层, 第一层网格高度的选取满足湍流模型的要求, 保证 $y^+ \approx 1.0$ 。

采用 ANSYS Fluent 软件进行三维稳态计算, 湍流模型选用 realizable $k-\epsilon$ 模型, 壁面处采用增强型壁面处理。求解器选用压力基, 流体压力与速度的耦合方法选择 SIMPLE (semi-implicit method for pressure linked equations) 算法, 动量方程和能量方程的求解采用二阶迎风格式保证精度。所有控制方程收敛条件为残差小于 10^{-4} , 且计算域中监控的物理参数均已收敛。

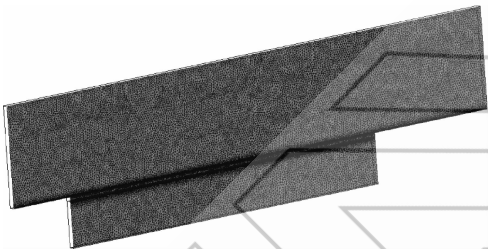


图 3 计算域和网格

Fig. 3 Computational domain and mesh

2.3 边界条件

数值模拟边界条件如表 2 所示, 其中, 主流和冷气进口均为流量进口, 流道两侧均设置为对称边界, 出口采用压力出口, 平板表面为流固耦合面。同时考虑流体的可压缩性, 流体介质设为可压缩理想气体。平板固体域材料为钢, 比热容为

表 2 边界条件

Table 2 Boundary conditions

参数	数值	
	主流进口	冷气进口
质量流率/(kg/(m ² · s))	27.291	1.6633
温度/K	330.32	290.28
湍流强度/%	17	17
湍流长度/mm	7.5	7.5

502.48J/(kg · K), 导热系数为 15.7 W/(m · K)。

2.4 网格无关性验证

本文对网格数目进行了无关性验证, 采用上述的计算方法及边界条件, 在保持壁面第一层网格高度 ($H = 0.005D$)、网格面密度 ($\phi = 25$ 个/mm²) 不变的基础上对流体域网格近壁面区域进行了加密。

选取 $x/S_x = 18$ 位置处的固壁内测点温度作为网格无关性验证的监控参数, 如图 4 所示, 当网格量达到 100 万后测点温度基本保持不变。因此为了保证一定的计算准确性, 网格数目应不少于 100 万, 本文选取的网格数目为 200 万。

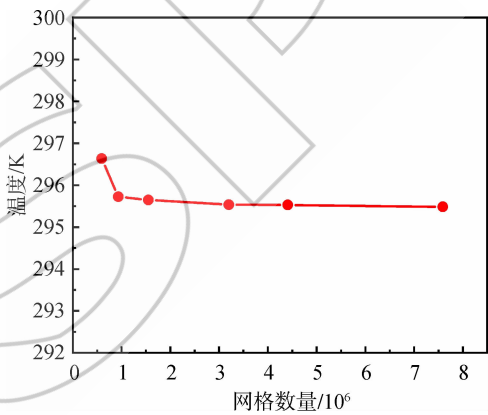


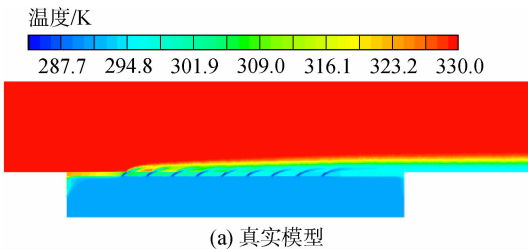
图 4 测点温度随网格数量变化图

Fig. 4 Variation of measuring temperature with mesh number

3 计算结果及讨论

3.1 源项法模型验证

为验证源项法模型的准确性和计算精度, 对带有气膜孔的真实模型和不带气膜孔的源项法模型进行了数值计算。其中, 源项法模型的源项加载方式为将源项添加至气膜孔进出口对应的网格面处。真实模型和源项法模型在对称边界处的温度分布云图如图 5 所示, 从图中可以看出源项法模型在不带气膜孔的情况下通过添加相应源项的方式实现了带气膜孔的冷却效果。



(a) 真实模型

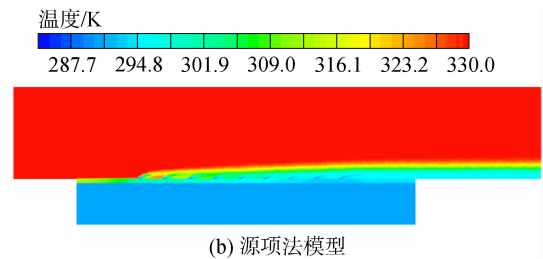


图 5 对称边界温度分布对比

Fig. 5 Comparison of temperature distributions at symmetrical boundaries

图 6 对比了真实模型、源项法模型与实验在测点处的冷却效率。可以看出,源项法模型计算结果整体上接近实验值,且每一测点的仿真误差 e 均在 6% 以内。因此,源项法模型可以代替求解带气膜孔真实模型对气膜冷却结构进行数值计算。

$$e = \frac{|\eta_{\text{exp}} - \eta_{\text{source}}|}{\eta_{\text{exp}}} \quad (9)$$

式中 η_{exp} 为冷却效率实验值, η_{source} 为源项法模型计算所得冷却效率。

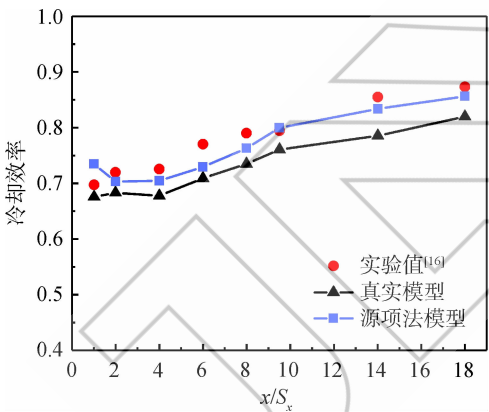


图 6 真实模型、源项法模型和实验值的冷却效率对比

Fig. 6 Comparison of cooling efficiency among real model, source term model, and experiment

同时从图 6 可以看出源项法模型计算结果中,第一个测点处数值明显高于实验值,而至第二个测点处趋势发生变化。造成该现象的主要原因是第一个测点位于第一排气膜孔处,是气膜出流与主流的首次掺混,使得该区域湍流强度较大。对于源项法模型,湍流源项中湍流强度一项为定值 ($T_u = 5\%$),以致在第一排气膜孔处湍流源项给定不准确造成预测值误差较大。而在第一排气膜孔的下游区域,由于前排气膜孔的覆盖,使得流动掺混减弱,湍流强度降低,预测值精度有所提高。

3.2 源项加载方式对仿真精度的影响

源项加载方式可以分为点加载和面加载,分别是将源项添加到指定点所在的某一网格处和指定的网格面处。而面加载又可以分为网格准确定位和几何捕捉,前者是通过相应前处理准确定位添加位置加载源项,后者是通过空间解析几何方程定位加载位置。如图 7 所示,左侧圆围成区域为加载位置,右侧区域为加载后源项分布。可以看出图 7(a)通过相应前处理,对加载位置进行局部分网和加密,将源项精确加载;图 7(b)由于网格与真实位置不匹配造成加载效果略显不合理。

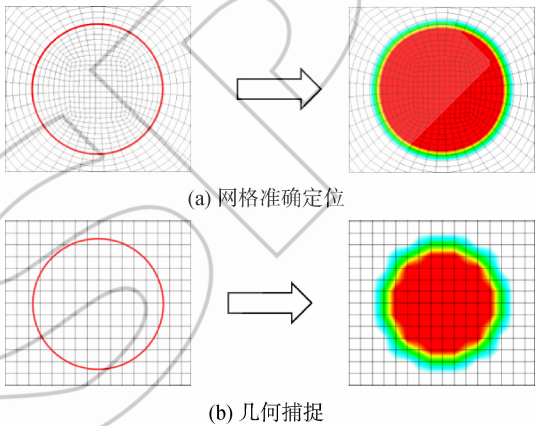
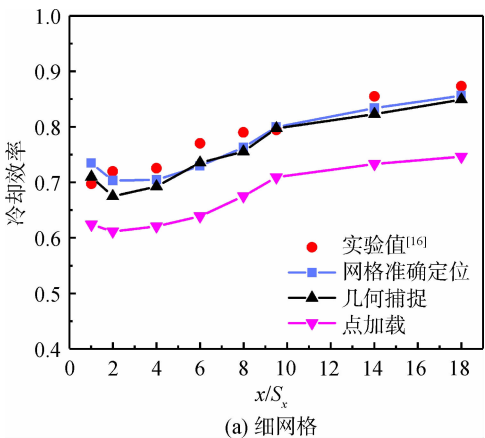


图 7 源项加载分布对比

Fig. 7 Comparison of source term loading distributions

三种加载方式在粗网格(网格数为 95 万)、细网格(网格数为 220 万)条件下的计算结果和气膜孔出口温度场分布如图 8、图 9 所示。无论是在哪种网格条件下,网格准确定位的加载方式均能取得较高精度 ($e \leq 5.6\%$)。而对于几何捕捉加载方式,细网格条件下,通过几何方程基本可以准确定位到气膜孔面,因而计算结果也较为准确 ($e \leq 6.3\%$);但在粗网格条件下由于方程捕捉的网格形状与气膜孔进出口面实际形状存在偏差导致精



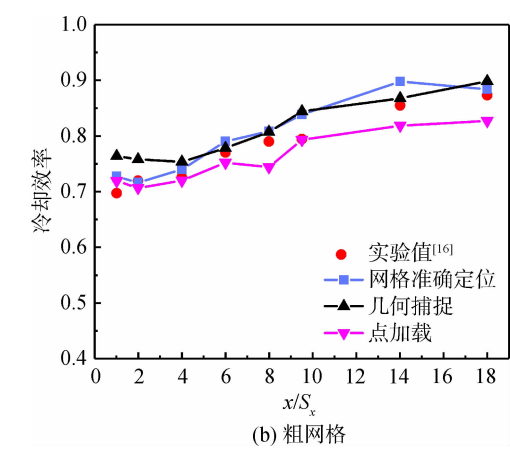


图 8 粗/细网格条件下三种加载方式计算结果对比
Fig.8 Comparison of results in three methods under fine and coarse meshes

度有所降低($e\leq 9.6\%$)。

相较于上述两种面加载方式,点加载源项的方式对网格敏感度较大,细网格下以点代面的添加方法极不合理,如图 9 所示,以致误差也相对较大($e\leq 17.1\%$);粗网格下虽然精度有所改善,但仍低于另外两种方式。

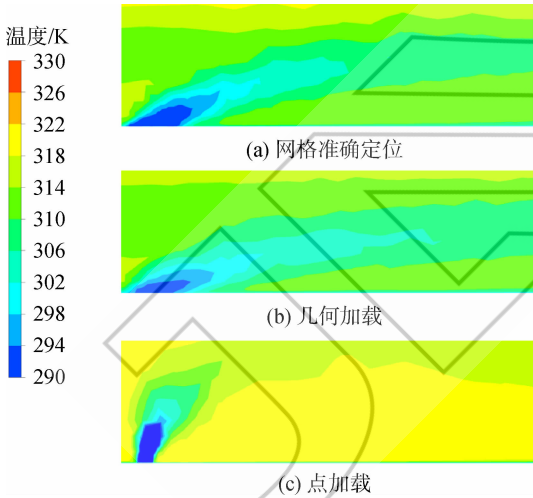


图 9 细网格条件下三种加载方式的气膜孔出口温度场对比

Fig.9 Comparison of outlet temperature fields of film cooling in three methods under fine grid

3.3 流量误差对仿真精度的影响

源项法模型仿真计算中,流量是非常重要的参数之一,除了作为质量源外,还可以通过其计算出速度、焓等其他源项的数值,准确地计算流量大小便尤为重要。目前的源项法计算中,大多采用流量系数与理想流量乘积的方式计算气膜孔流量,而流量系数与几何参数、流动参数等多种因素有关,通过经验公式确定的流量系数往往与真实

值存在误差。

本节给出了三种吹风比下不同学者计算方式得到的流量系数差异,并对由该流量系数得到的流量进行了源项法模型仿真计算。与文献[16]实验真实值进行对比,分析了流量误差对仿真精度带来的影响。几何、流动参数如表 3 所示,公式所得流量系数与真实值如表 4 所示。其中真实流量通过对应实验[16]工况下真实气膜孔模型三维数值模拟得到,并通过流量系数定义式得到表 4 中流量系数真实值。

$$C_d = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{is}} \tag{10}$$

表 3 气膜孔几何、流动参数^[16]

Table 3 Geometric and flow parameters of film hole^[16]

l/D	$\alpha/(^{\circ})$	β	Re	M
5	30	1.17	21 608	5
5	30	1.066	13 453	3
5	30	1.018	6 988	1.5

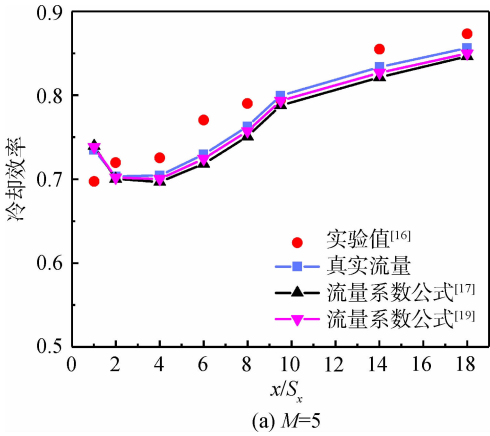
注: l/D 为气膜孔长径比, β 为气膜孔进出口压比, Re 为孔内雷诺数, M 为吹风比。

表 4 流量系数对比

Table 4 Comparison of discharge coefficients

计算方式	C_d		
	$M=5$	$M=3$	$M=1.5$
文献[17]	0.785	0.759	0.686
文献[18]	0.741	0.739	0.729
文献[19]	0.739	0.74	0.738
真实值	0.668	0.644	0.62

因流量系数公式不准确导致计算流量与真实流量存在偏差会影响源项法的计算精度,且这一影响在低吹风比下更为明显。如图 10 所示,在高



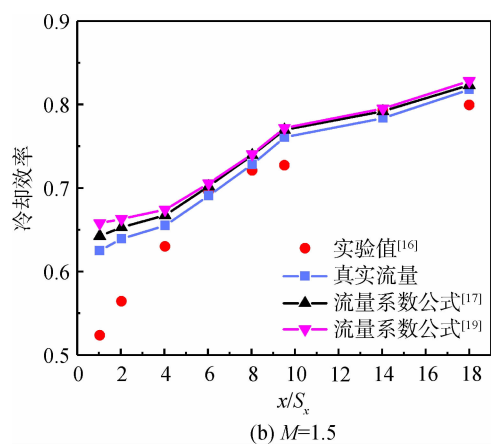


图 10 两种吹风比下不同流量计算结果对比
Fig. 10 Comparison of results for different mass flow rates under two blow ratios

吹风比($M=5$)情况下,7.1%的流量计算偏差(文献[19])导致其计算结果与准确流量下源项法计算结果最高 0.8% 的精度偏离;而在低吹风比($M=1.5$)情况下,6.6%的流量偏差(文献[17])便造成了平均 1.5%,最高 3.4%的精度偏离。这与气膜冷却效率对吹风比的敏感度有关:低吹风比下,随着吹风比的增加冷却效率有着较高的提升;而在高吹风比下,这种上升将变得十分缓慢。但总体来说,各吹风比下流量系数经验公式带来的流量误差对结果没有显著影响。

3.4 网格参数对仿真精度的影响

流体域源项加载位置为近壁面第一层网格处,因此网格参数会对源项法模型计算精度产生影响。而且由于本文源项是加载到局部加密的网格面处,因此加密程度即网格面密度的研究也是必要的。

本部分具体分析了网格面密度、第一层网格高度对仿真精度的影响,具体参数范围如表 5 所示。其中,在网格面密度影响分析中,保证第一层网格高度 $H=0.005D$;在第一层网格高度影响分析中,保证网格面密度 $\phi=25$ 个/ mm^2 。

表 5 网格参数
Table 5 Mesh parameters

$\phi/(\text{个}/\text{mm}^2)$	H/D
1	0.00125
4	0.0025
8	0.005
25	0.01
123	0.02

不同网格面密度的计算结果如图 11 所示,除了网格面密度为 1 的情况外(最大误差为 11%),其他网格所得结果基本一致,与实验结果也较为接近,平均误差均能保持在 3% 左右。因此,可以认为在此结构下,为了保证较高的计算精度以及源项法的相应功能实现,气膜孔进出口处网格面密度应不少于 4 个/ mm^2 。

不同于网格面密度,源项法模型的仿真结果(如图 12 所示)受第一层网格高度的影响较大。当 $H\leq 0.005D$ 时,随着第一层网格高度的减小,气膜冷却效率预测精度下降;当 $H\geq 0.005D$ 时,随着第一层网格高度的增加,气膜冷却效率预测精度亦呈下降趋势。因此,对于平板气膜冷却模型, $H=0.005D$ 左右时计算精度较高。这一结果应与计算中选用的湍流模型有关,本文选用的湍流模型为 realizable $k-\epsilon$ 模型,壁面处选用增强型

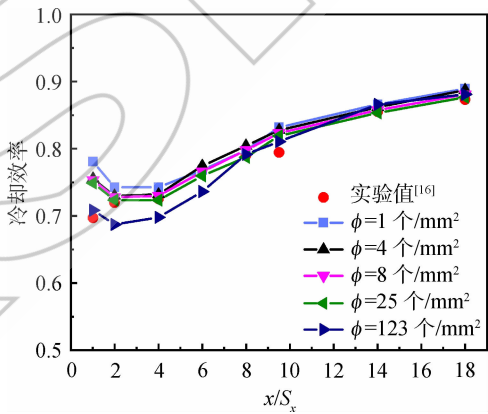


图 11 不同网格面密度计算结果对比
Fig. 11 Comparison of results for different surface mesh densities

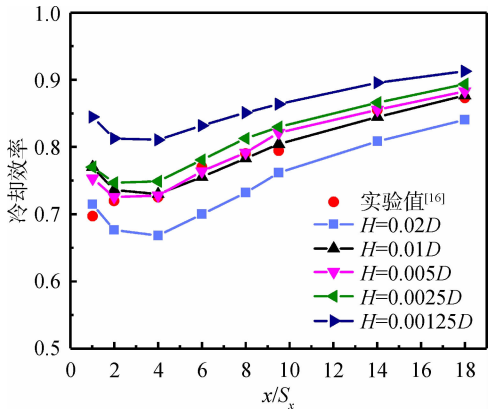


图 12 不同第一层网格高度计算结果对比
Fig. 12 Comparison of results for different heights of first mesh layer

壁面处理方式。而当 $H=0.005D$ 时近壁面第一层网格 $y^+ \approx 1.0$,符合该模型壁面处理方式的要求,因此计算精度较高。

4 结 论

本文采用源项法模型对平板多斜孔气膜冷却结构开展了数值模拟,并对各源项的计算方式进行了详细介绍。在同实验数据对比取得较高精度的基础上探究了源项不准确加载对源项法模型仿真精度的影响,分析了流量、网格参数等多个影响因素,所得结论如下:

1) 网格准确定位的源项加载方式,在粗、细网格下均能取得较高的精度。几何捕捉加载方式在细网格下计算精度较好,粗网格下计算精度有所降低。与前两种加载方式相比,点加载方式对网格较为敏感,细网格下计算精度较低,粗网格下虽然精度有所改善,但仍低于前两种方式。

2) 因流量系数公式不准确导致的流量计算误差会影响源项法模型的计算精度,且这一影响在低吹风比下更为明显,高吹风比下影响不大。

3) 网格面密度增加到一定程度后,源项法模型计算结果不再随网格面密度而变化,为了保证较高的计算精度,气膜孔进出口处网格面密度应不少于 4 个/mm²。源项法模型计算精度受第一层网格高度影响较大,第一层网格高度的选取应符合所选用的湍流模型。

参考文献:

[1] GUSTAFSSON K M,JOHANSSON T G. An experimental study of surface temperature distribution on effusion-cooled plates[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,2001,123(2):308-316.

[2] GOORMANS-FRANCKE C,CARABIN G,HIRSCH C. Mesh generation for conjugate heat transfer analysis of a cooled high pressure turbine stage[R]. ASME Paper GT2008-50660, 2008.

[3] BURDET A,ABHARI R S,ROSE M G. Modeling of film cooling;Part II model for use in three-dimensional computational fluid dynamics[J]. Journal of Turbomachinery, 2007,129(2):221-231.

[4] STEFAN B,MARTIN G R,REZA S A. Modeling of film cooling;Part I experimental study of flow structure[J]. Journal of Turbomachinery,2006,128(1):141-149.

[5] KAMPE T A D,VOLKER S,ZEHE F. A model for cylindrical hole film cooling;Part I a correlation for jet-flow with application to film cooling[J]. Journal of Turbomachinery,2012,134(6):061010. 1-061010. 8.

[6] KAMPE T A D,VOLKER S. A model for cylindrical hole film cooling; Part II model formulation, implementation and results[J]. Journal of Turbomachinery,2012,134(6): 061011. 1-061011. 8.

[7] HEIDMANN J D,HUNTER S D. Coarse grid modeling of turbine film cooling flows using volumetric source terms[R]. NASA TM-2001-210817,2001.

[8] TARTINVILLE B,HIRSCH C. Modeling of film cooling for turbine blade design[R]. ASME Paper GT2008-50316, 2008.

[9] VOIGT S,NOLL B,AIGNER M. Development of a macroscopic CFD model for effusion cooling applications[R]. ASME Paper GT2012-68251,2012.

[10] ANDREINI A,SOGHER D A,PACCHINI B,et al. Local source based CFD modeling of effusion cooling holes; validation and application to an actual combustor case[R]. ASME Paper GT2013-94874,2013.

[11] JOHNSON J,KING P,CLARK J,et al. Three-dimensional film-cooled vane CFD simulations and preliminary comparison to experiments[R]. AIAA-2011-499,2011.

[12] 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(增刊 1): 24-29.

ZHANG Yufang,HUANG Wangquan. Source term model for impingement/effusion double-wall cooling numerical simulation[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2017,49(Suppl. 1): 24-29. (in Chinese)

[13] ZHANG Yufang,WANG Ke. A study of source term model for full coverage film cooling simulation[R]. ASME Paper GT2017-64607,2017.

[14] 尹钊,方祥军. 基于源项法的气膜冷却涡轮叶片多目标优化[J]. 推进技术,2013,34(10):1339-1344.

YIN Zhao,FANG Xiangjun. Multi-objective optimization of film-cooled turbine with source term method[J]. Journal of Propulsion Technology, 2013, 34(10): 1339-1344. (in Chinese)

[15] ANSYS INC. Fluent documentation[M]. Canonsburg,PA, US;ANSYS INC,2012.

[16] ANDREINI A,FACCHINI B,PICCHI A,et al. Experimental and theoretical investigation of thermal effectiveness in multiperforated plates for combustor liner effusion cooling[R]. ASME Paper GT2013-94667,2013

[17] ROWBURY D A,OLDFIELD M L G,LOCK G D. A method for correlating the influence of external crossflow on the discharge coefficients of film cooling holes[J]. Journal of Turbomachinery,2001,123(2):258-265.

[18] GRITSCH M,SCHULZ A,WITTIG S. Method for correlating discharge coefficients of film-cooling holes [J]. AIAA Journal,1998,36(6):976-980.

[19] MAZZEI L,WINCHLER L,ANDREINI A. Development of a numerical correlation for the discharge coefficient of round inclined holes with low crossflow[J]. Computers and Fluids,2017,152:182-192.