

# 异型孔的气膜冷却数值模拟

景雪娇, 曹 杰, 查 浩, 李白羽, 韩 熙, 张威龙

(中国空气动力研究与发展中心 计算空气动力研究所, 绵阳 621000)

## Numerical Simulation of Film Cooling of Shaped Holes

JING Xuejiao, CAO Jie, ZHA Hao, LI Baiyu, HAN Xi, ZHANG Weilong

(Computational Aerodynamics Institute, China Aerodynamics Research and Development Center, Mianyang 621000, China)

**Abstract:** The self-developed cell-vertex unstructured computational fluid dynamics software AENS was used for the numerical simulation of film cooling. With regard to the influence of boundary layer grid and near-hole zone grid on the accuracy of film cooling simulation and the difference in cooling efficiency of films with shaped holes under different blowing ratios, a standard single-hole film cooling model was adopted, and a comparative study was carried out to investigate the difference in cooling efficiencies of different boundary layer grids, different near-hole zone grids, and three types of holes, namely, cylindrical holes, fan-shaped holes and dustpan holes under different blowing ratios. The results show that the height of the first layer of the grid does not have a great influence on the simulation results. The grid of the near-hole area has a greater influence on the simulation results under lower blowing ratios, and the mesh generated by nesting two O-type blocks in the near-hole area has a better simulation result. Under higher blowing ratios, the fan-shaped holes and laid-back fan-shaped holes have a more obvious increase in the film cooling efficiencies of the near-hole area, compared with the cylindrical holes. The GE-E3 high-pressure turbine with film guide vane model was simulated, which proved that the self-developed software has the ability to calculate engineering examples with complex film-cooling structures. The practicality and accuracy of the self-developed software was verified.

**摘要:** 使用自研节点型非结构计算流体力学软件 AENS 对气膜冷却进行数值模拟研究。针对边界层网格、近孔区网格对气膜冷却仿真的精度影响及不同吹风比下异型孔气膜的冷却效率差异, 选用标准单孔气膜冷却模型, 在不同吹风比下对不同边界层网格、近孔区网格及圆柱孔、扇形孔和簸箕孔 3 种孔型的气膜冷却效率进行对比研究。研究表明: 第一层网格高度对计算结果的影响不显著; 近孔区网格在吹风比较低的工况下对计算结果影响较大, 近孔区使用 O 型网格块嵌套 O 型网格块的方法生成的网格计算效果更好; 吹风比较大的工况下, 扇形孔和簸箕孔与圆柱孔相比对近孔区的气膜冷却性能提升更为显著。对 GE-E3 高压涡轮带气膜导叶模型展开计算, 证明自研软件具备计算带复杂冷却结构的工程算例的能力, 验证了自研软件的实用性和准确性。

**关键词:** 气膜冷却; 数值模拟; 网格; 异型孔; 吹风比

**Key words:** film cooling; numerical simulation; grid; shaped hole; blowing ratio

**DOI:** 10.13949/j.cnki.njgc.2025.03.012

**中图分类号:** V231.3, TK14

## 0 概述

在航空发动机研制过程中,涡轮进气温度不断提高,以达到追求高效率、高推重比的目的。对于下一代航空发动机,涡轮进气温度预计将超过 2 200 K,远远超过绝大多数高温合金可以达到的极限工况<sup>[1]</sup>。因此,在先进航空发动机的研发过程中,涡轮部件的热保护无疑是最关键的挑战之一。涡轮部件的热保护中,气膜冷却起着举足轻重的作用,是目前高效散热技术中应用最为广泛的一种。对燃气轮机热端部件的气膜布局进行优化及开发性能更佳的气膜冷却技术的重要基础是对气膜冷却开展深入的基础研究,深刻理解气膜冷却中流动与传热相互作用机理及其参数影响机制<sup>[2]</sup>。气膜冷却中主流和冷气不仅存在温度差异,流速和湍流度通常也不相同,甚至存在多种类别的气体相互混合流动<sup>[2]</sup>。在气体向下游流动的过程中,它的流动和传热过程非常复杂。

气膜冷却影响因素较多,大致可分为两类,一类是几何参数,另一类是气动参数<sup>[2]</sup>。几何参数主要包括气膜孔的形状、喷射角、孔径、孔距和孔径的比值、孔排距和孔径的比值及孔道排列方式等。文献[3]中首次证明了扇形孔洞在气膜冷却性能方面比圆形孔洞更具优势。文献[4-5]中针对扇形孔,开展了对不同流向倾角和不同展向扩张角影响冷却性能机理的分析。文献[6-7]中对比研究了常见异型孔的冷却性能及射流涡结构,扇形孔和簸箕孔具有出口扩张结构,造成了反向对转涡对(counter-rotating vortex pair, CRVP)间距增加,并减小了其影响。除孔的形状之外,文献[8]中在不同孔的间距下比较了气膜的散热效果。文献[9]中对气膜冷却效率及流量系数受吹风比、孔排间距影响进行研究,根据研究所得对多级气膜冷却效率叠加公式进行了系数修正。文献[10]中基于仿生学的启发,提出了锯齿状沟槽新型薄膜冷却结构,能有效提高冷却效率。气动参数主要包括吹风比、射流与主流密度比、主流湍流度和雷诺数,及气膜孔上游主流的边界层厚度等<sup>[2]</sup>。文献[11]中利用热电偶做了试验研究,测得平板上圆孔下游绝热壁面温度分布,结果显示吹风比为 0.5 时气膜冷却性能最佳,当吹风比为 1.5 时孔出口处气膜被吹离壁面,与主流掺混,导致气膜冷却性能下降。文献[12]中研究表明,在密度较大的工况下,冷却效率随动量比的上升而上升,在达到最大值之后开始下降,动量比在 0.5~0.8 之间冷却效率相对较高。文献[13]中针对多个倾角、动量比及密度比工况下气膜流动机理及特点进行了探究。文

献[14]中研究表明,当吹风比过小时,气膜冷却性能会迅速下降,随着吹风比的增大,冷气与主流掺混减少,气膜冷效降低的速度减缓。文献[9]中研究表明,随着吹风比的逐渐提高,气膜冷却效率大致表现为先上升后下降。文献[15-16]中研究表明,不同孔型对应的最佳吹风比不同。

随着计算机技术的发展,N-S 方程全三维求解的数值模拟方法已经成为气膜冷却的机理研究及工程设计与应用的一个重要手段。获得高质量的计算网格是保证气膜冷却数值模拟精度的基础。然而,目前关于气膜冷却的研究缺乏针对边界层网格、近孔区网格对气膜冷却模拟结果精度影响的研究及异型孔在多个吹风比下气膜冷却性能差异的研究,这显然不利于研究者进行气膜冷却相关的数值仿真精细化研究。在工程应用上,工业部门多用源项法处理气膜冷却问题,计算精度得不到保障。因此,本文中采用课题组自主开发的基于非结构网格的三维计算软件 AENS,通过对标准单孔气膜冷却模型进行不同吹风比下边界层网格、近孔区网格对气膜冷却影响的研究,及异型孔在多个吹风比下气膜冷却性能差异的研究,验证了自研软件的实用性和有效性,为气膜冷却的数值仿真中网格的处理、涡轮叶片气膜冷却中异型孔的实际应用提供参考。

## 1 控制方程及数值方法

### 1.1 冷气掺混数值计算的多组分控制方程

就单组分气体来说,气体常数不变,比定压热容只和温度有关,计算时只需求解 N-S 方程组。对于组分扩散的计算,根据参考文献[17-18],简化后的多组分流体控制方程与单组分流体控制方程对比,只添加了一个组分守恒方程。因此在单工质流体的计算程序基础上添加一个组分扩散方程,便能够将原计算程序的功能拓展到多组分流体流动的模拟,获得混合气体中的冷气浓度分布。

守恒形式的非定常可压缩 N-S 方程,写成如式(1)所示的积分形式<sup>[19]</sup>。

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} W d\Omega + \oint_{\partial\Omega} (F_c - F_v) dS = 0 \quad (1)$$

式中, $\Omega$  为控制体的体积; $\partial\Omega$  为控制体封闭面的面积; $W$  为守恒变量; $F_c$  为无黏通量; $F_v$  为黏性通量。 $\int_{\Omega} W d\Omega$  表示对守恒变量在控制体上进行体积分, $\oint_{\partial\Omega} (F_c - F_v) dS$  表示对无黏通量和黏性通量之差在控制体封闭面上进行曲面积分。在涡轮冷气和燃气掺混的问题上,气体的体积力及化学反应是微乎其

微的,可以忽略。 $W$ 、 $F_c$ 、 $F_v$ 的定义如式(2)~式(4)所示。

$$W = [\rho \quad \rho u \quad \rho v \quad \rho w \quad \rho E \quad \rho Y_s]^T \quad (2)$$

$$F_c = \begin{bmatrix} \rho V \\ \rho u V + n_x p \\ \rho v V + n_y p \\ \rho w V + n_z p \\ \rho H V \\ \rho Y_s V \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$F_v = \begin{bmatrix} 0 \\ n_x \tau_{xx} + n_y \tau_{xy} + n_z \tau_{xz} \\ n_x \tau_{yx} + n_y \tau_{yy} + n_z \tau_{yz} \\ n_x \tau_{zx} + n_y \tau_{zy} + n_z \tau_{zz} \\ n_x \Theta_x + n_y \Theta_y + n_z \Theta_z \\ (\hat{D}_L + \hat{D}_T) \rho \nabla Y_s \end{bmatrix} \quad (4)$$

式中, $t$ 为时间量; $x$ 、 $y$ 、 $z$ 为笛卡尔坐标系下的坐标分量; $u$ 、 $v$ 、 $w$ 为笛卡尔坐标系下的速度分量; $n_x$ 、 $n_y$ 、 $n_z$ 分别表示笛卡尔坐标系下微元面的单位法向矢量 $x$ 、 $y$ 、 $z$ 方向的分量; $\rho$ 为密度; $p$ 为压力; $E$ 为总能; $H$ 为总焓; $V$ 为逆速度; $\tau_{xx}$ 、 $\tau_{yx}$ 、 $\tau_{zx}$ 分别为作用于垂直 $x$ 轴的平面的应力在 $x$ 、 $y$ 、 $z$ 方向的分量; $\tau_{xy}$ 、 $\tau_{yy}$ 、 $\tau_{zy}$ 分别为作用于垂直 $y$ 轴的平面的应力在 $x$ 、 $y$ 、 $z$ 方向的分量; $\tau_{xz}$ 、 $\tau_{yz}$ 、 $\tau_{zz}$ 分别为作用于垂直 $z$ 轴的平面的应力在 $x$ 、 $y$ 、 $z$ 方向的分量; $\Theta_x$ 、 $\Theta_y$ 、 $\Theta_z$ 分别为 $x$ 、 $y$ 、 $z$ 方向黏性应力和热传导所做的功; $\hat{D}_L$ 为层流质量扩散系数; $\hat{D}_T$ 为湍流质量扩散系数; $Y_s$ 为燃气与冷气混合气体中冷气所占比例。剪切应力传输(shear stress transfer, SST) $k$ - $\omega$ 湍流模型考虑剪切应力传输与湍动能之间的关系,适用于本论文算例。

## 1.2 数值计算方法

采用三维非结构求解器 AENS 的密度基求解器,在流体空间离散上采用了基于节点型有限体积离散。图1为二次网络控制体。相对于格心格式来说,节点型格式的优势在于离散误差不依赖于网格的光滑性。

图1中, $P_1$ 、 $P_2$ 、 $P_3$ 、 $P_4$ 、 $P_5$ 、 $P_6$ 为网格点, $F_1$ 、 $F_2$ 、 $F_3$ 为面心, $M_{12}$ 、 $M_{13}$ 、 $M_{14}$ 及 $M_{01}$ 为边中点, $C$ 及 $C_1$ 、 $C_2$ 、 $C_3$ 、 $C_4$ 、 $C_5$ 为网格体心, $n_L$ 、 $n_R$ 为子面的面法向矢量。同时,求解器无黏通量离散采用 Roe 格式,解的重构采用单调上游中心守恒定律(unstructured monotonic upstream-centered schemes for conservation laws, U-MUSCL)方案<sup>[20]</sup>,使用 Venkatakrishnan 限制器防止产生振荡和伪解,黏性通量采用边法向增强的

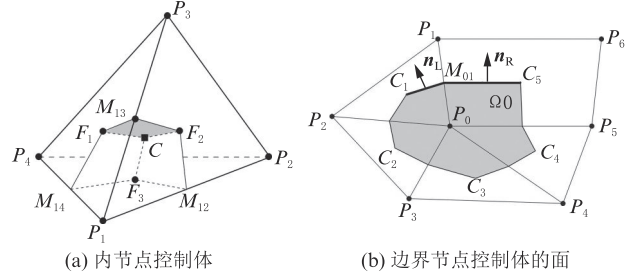


图1 二次网格控制体

Figure 1 Dual mesh control volume

方法<sup>[21]</sup>,采用适用于节点型有限体积的格林-高斯方法计算梯度,用隐式上下对称的高斯赛德尔(lower-upper symmetric Gauss-Seidel, LU-SGS)算法时间推进方法进行时间离散。

在涡轮工作的高温状态下,气体物理性质会发生变化,气体状态模型会对传热计算结果产生较大的影响。由于比定压热容 $c_p$ 、比定容热容 $c_v$ 随温度变化,气体常数也随温度变化。根据参考文献[18]的研究结论,在气膜冷却涡轮的仿真中,与进行单组分计算的结果比,考虑了组分变化影响的计算结果变化很小,可以忽略;然而比定压热容受到温度和组分两方面的影响,变化较大。所以忽略了仿真中气体常数的变化,通过拟合公式得到掺混后气体的比定压热容,从而进行多组分模拟。

纯燃气油气比为 $f_0$ ,冷气比例为0;纯空气油气比为0,冷气比例为1。混合气体中油气比 $f$ 计算公式如式(5)所示。

$$f = f_0(1.0 - Y_s) \quad (5)$$

比定压热容 $C_p$ 能够用温度和气体成分的函数关系来表示。纯空气比定压热容 $c_{pa}$ 和纯燃气比定压热容 $c_{pst}$ 采用四阶多项式拟合,如式(6)、式(7)所示。

$$c_{pa} = c_0 + c_1 T + c_2 T^2 + c_3 T^3 + c_4 T^4 \quad (6)$$

$$c_{pst} = b_0 + b_1 T + b_2 T^2 + b_3 T^3 + b_4 T^4 \quad (7)$$

式中, $c_i$  ( $i=0, 1, 2, 3, 4$ )和 $b_i$  ( $i=0, 1, 2, 3, 4$ )为常数; $T$ 为气体温度。

空气和燃气的混合气体比定压热容 $c_{pg}$ 的计算公式如式(8)所示。

$$c_{pg} = c_{pa} + \frac{15.683 \times f \times (c_{pst} - c_{pa})}{1 + f} \quad (8)$$

## 2 计算模型

选取的计算域与文献[22]中的试验测试案例相匹配。由于稳压室的主要作用是为冷气喷流提供一个稳定的冷气源,为了方便设置不同吹风比下的边界

条件,将稳压室简化为冷气入口的边界条件来处理。因此,计算域包括主流道和冷却孔。主流道截面宽 90 mm,高 41 mm,冷却孔圆柱段直径  $D$  为 10 mm,喷射角度为  $30^\circ$ 。计算域模型如图 2 所示。



图 2 单孔气膜冷却计算域模型

Figure 2 Computational domain model of single hole film cooling

根据试验案例,主流温度设定为 540 K。根据设定的雷诺数条件和主流入口的特征长度得到主流入口的速度。主流的雷诺数给定为  $1 \times 10^6$ ,利用雷诺数计算公式能够求出主流的人口速度。因为给定温度比为 0.54,冷却流温度设定为 290 K。基于吹风比的计算公式,可得到冷却流的速度。雷诺数  $Re$  及吹风比  $M$  的计算公式如式(9)、式(10)所示。

$$Re = \frac{\rho v l}{\mu} \quad (9)$$

$$M = \frac{\rho_c u_c}{\rho_m u_m} \quad (10)$$

式中, $v$  为速度; $l$  为特征长度; $\mu$  为黏性系数; $\rho_c$  为冷气密度; $u_c$  为冷气速度; $\rho_m$  为主流密度; $u_m$  为主流速度。主流和冷气工况计算模型边界条件见表 1。

表 1 主流和冷气工况计算模型边界条件

Table 1 Boundary conditions of the computational model in mainstream condition and cold air condition

项目	参数
主流入口温度/K	540
冷气入口温度/K	290
主流入口马赫数	0.193 2
出口压力/Pa	96 950
吹风比	0.5、1.0、1.5、2.0
冷气入口马赫数	0.070 8、0.141 6、0.212 4、0.283 2

选取 3 种孔型进行计算,包括圆孔、扇形孔和簸箕孔,如图 3 所示。其中,扇形孔与簸箕孔的出口横向扩张角  $\beta$  都为  $14^\circ$ ,簸箕孔的前向扩张角  $\delta$  为  $7^\circ$ ,扇形孔和簸箕孔的扩张段长度都占冷气管总长度的 37.5%。

另外,对使用的数值仿真方法的可信度进行了检验。把本研究的仿真数据与文献[22]中的试验数据作比较,图 4 为数值计算方法和试验方法在吹风

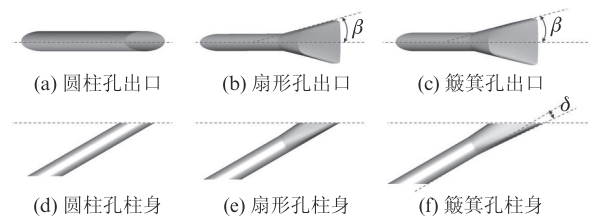


图 3 气膜孔结构示意图

Figure 3 Schematic of different film hole structures

比  $M$  为 1.0 时的中心线气膜冷却效率对比。由图 4 可知,数值仿真与试验数据吻合程度较好,最大误差约 8.7%。

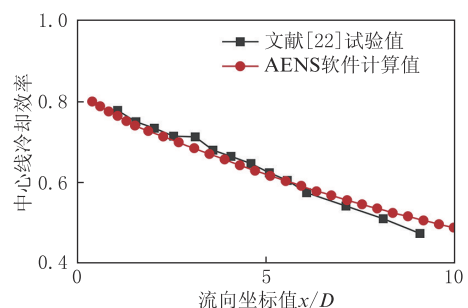


图 4 AENS 软件数值计算方法验证

Figure 4 Validation of AENS software numerical simulation method

### 3 结果及分析

#### 3.1 网格疏密影响因素分析

采用 ANSYS ICEM 绘制网格,计算网格剖面图如图 5 所示。

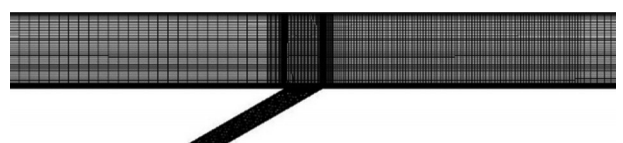


图 5 单孔气膜冷却计算域网格剖面图

Figure 5 Sectional view of the computational domain mesh of single hole film cooling

为了可以更精准地捕捉近壁面的流动特征及满足计算流体力学中无量纲距离  $y^+$  小于 1 的要求,将第一层网格高度设为  $3 \times 10^{-6}$ 。为了探究网格数量对仿真结果带来的影响,从流向、法向、展向 3 个方向对网格进行加密,进行网格独立性验证,计算结果如图 6 所示。由图 6 可知,网格量到达约 141 万时,计算得到的冷却效率数据随着网格量的上升基本没有变化,所以最后选择 141 万的网格。

通过以上仿真结果可知,壁面温度和网格的空间分布有相关性,从物理现象上来说,对于流动状态



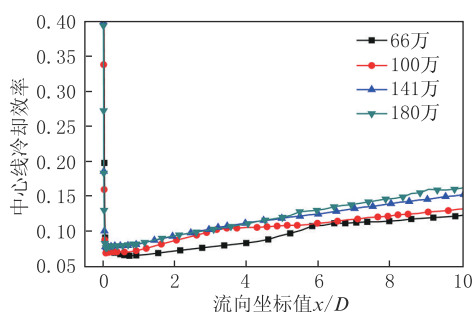


图6 网格独立性验证结果

Figure 6 Verification results of grid independence

变化复杂的区域,仿真的精度取决于其流动状态捕捉的准确性。因此,为了进一步探索网格法向疏密分布对仿真结果的影响,以141万网格为基础,从附面层网格入手,保证网格数量不变,对比第一层网格高度对仿真结果的影响。为了保证第一层网格 $y^+ \leq 1$ ,将附面层第一层网格高度为 $1 \times 10^{-6}$ 、 $3 \times 10^{-6}$ 、 $5 \times 10^{-6}$ 的网格分别编号为网格1、网格2、网格3,网格增长率均设置为1.2。不同吹风比下3套网格中心线冷却效率对比如图7所示。

由图7可知,吹风比为0.5的工况,计算结果受第一层网格高度的影响较小。吹风比提升到1.0,网格1在出口0~7D的位置,冷却效率略高;在吹风比为1.5的工况下,网格1在距冷气出口0~7D的部分冷却效率较高,且之后的变化趋势更为平缓;吹风比为2.0时,网格1仿真结果与文献[23]中数据更为接近。综合以上数据分析,选用附面层第一层网格高度为 $1 \times 10^{-6}$ 的网格更为合适。

### 3.2 冷气孔周围网格疏密影响因素分析

近孔区网格结构如图8所示。由于近孔区流场变化相对剧烈,本文在划分网格时采用了近孔区O形网格块嵌套O形网格块的方法,拓扑结构如图8(a)所示。为了探究网格拓扑结构对计算结果的影响,在近孔区仅适用一个O形网格块进行网格划分,如图8(b)所示。两个拓扑结构划分的网格分别编号为网格a、网格b。

选取4个吹风比工况下不同网格的中心线冷却效率仿真结果如图9所示。从仿真结果来看,在0.5的吹风比下,虽然网格1和网格2都表现出沿下游冷却效率逐渐降低的趋势,但是在距出口0~7D的部分,两套网格的冷却效率计算结果有较大差别。在吹风比提升到1.0和1.5时,仿真结果差距已然变小。吹风比为2.0工况下,两套网格计算结果差距很小。与文献[23]数据比较,网格1仿真结果由6.5%下降至3.2%,吻合更好。

选取流向位置6D处分析引起计算结果差异的

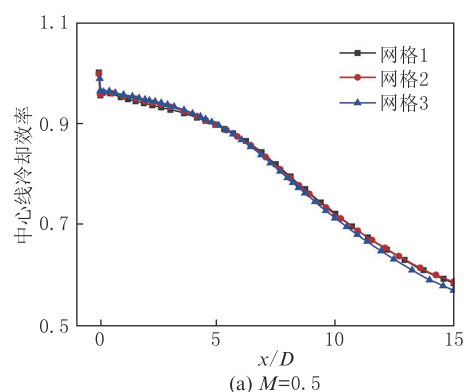
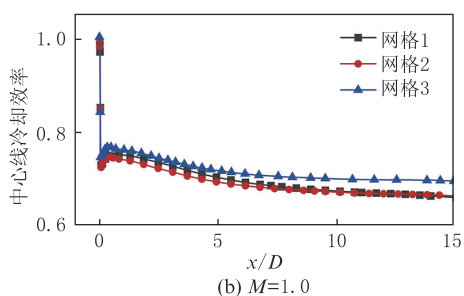
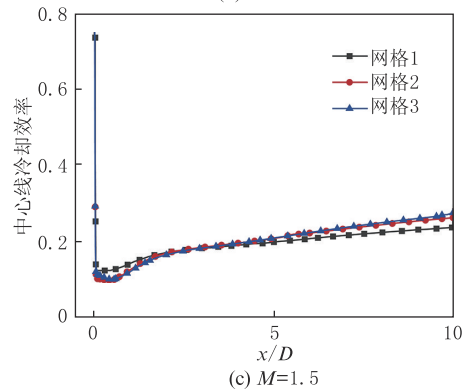
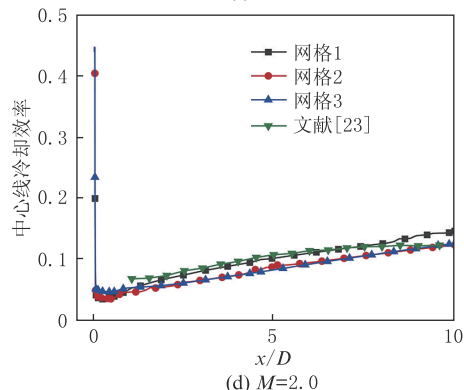
(a)  $M=0.5$ (b)  $M=1.0$ (c)  $M=1.5$ (d)  $M=2.0$ 

图7 不同吹风比下不同网格中心线冷却效率对比

Figure 7 Centerline cooling efficiencies for different grids at different blowing ratios

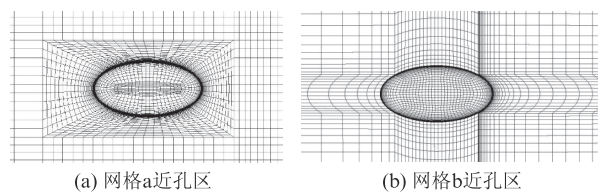


图8 近孔区网格结构图

Figure 8 Mesh details in near-hole zone for different grids

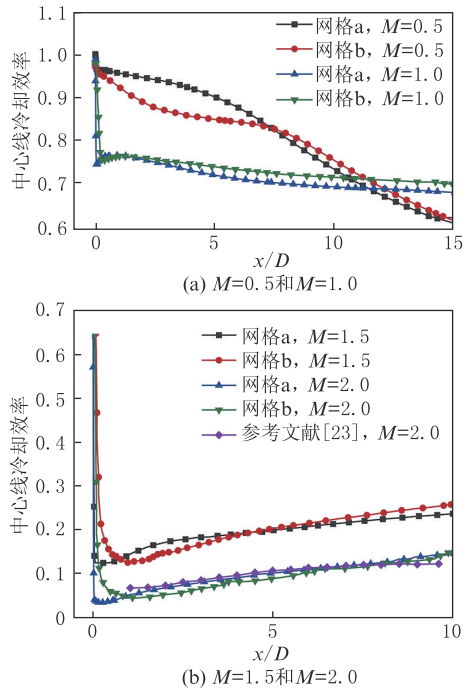


图9 不同吹风比条件下不同网格的中心线冷却效率对比

Figure 9 Centerline cooling efficiencies for different grids at different blowing ratios

原因,绘制涡量和速度的矢量图。图10为不同吹风比下不同网格气膜孔下游 $6D$ 位置壁面法向切面的气膜冷却涡结构分布。由图10可知,在0.5的吹风比下,网格b计算得到的涡量明显大于网格a,反向对转涡对弱,显示气膜冷却性能好。随着吹风比的上升,两套网格计算得到的涡量差距缩小。分析形成差别的原因,可能是网格a所用的拓扑结构能够更好地在近孔区流向和展向进行网格加密。吹风比0.5的工况,气膜很好地覆盖住壁面,壁面温度计算结果受近孔区网格影响大。随着吹风比的提高,射流动量增大,导致喷流高度上升,气膜覆盖效果逐渐变差,主流与射流之间的掺混程度增大,近孔区网格对壁面温度仿真结果的影响逐渐减小。

### 3.3 孔的形状影响因素分析

对圆孔、扇形孔和簸箕形气膜孔的绝热气膜冷却效率仿真结果进行分析,研究孔的形状在不同吹风比下对冷却性能的影响。3种气膜孔的近孔区网格如图11所示。选取起点为孔前缘的覆盖距离为流向 $15D$ 的中心线壁面冷却效率分析。不同吹风比条件下不同孔型中心线气膜冷却效率对比如图12所示。由图12可知,在吹风比为0.5和1.0的工况下,圆柱孔气膜均是冷效陡降后再平缓地下降,吹风比为0.5时气膜覆盖好,冷却性能好。这两个工况下扇形孔和簸箕孔冷却效率差别不大,均是沿

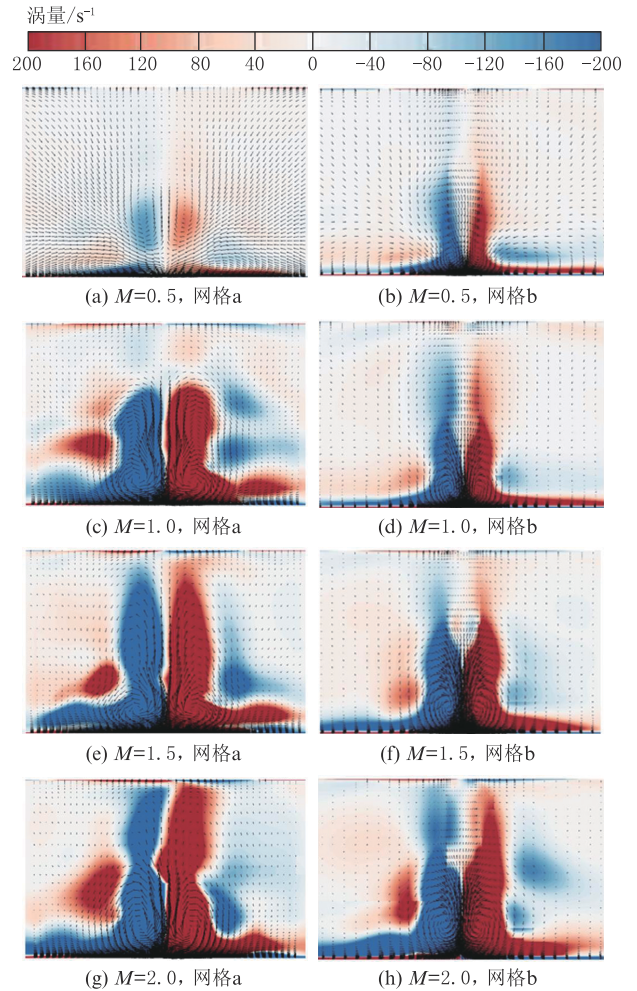
图10 不同吹风比下不同网格气膜孔下游 $6D$ 位置壁面法向切面的气膜冷却涡结构分布

Figure 10 Film cooling vortex distributions on the tangent plane  $6D$  downstream the film holes of different grids at different blowing ratios

流动方向降低。在吹风比提升到1.5和2.0时,圆柱孔气膜冷却效率在出口处急速下降,扇形孔和簸箕孔冷效变化趋势基本一致,冷却效率在出口处略有下降,之后沿流动方向降低。扇形孔的冷却性能比簸箕孔更好一些。高吹风比下,圆柱孔冷却效率下降极为明显,扇形孔和簸箕孔的冷却效率下降则很平缓。吹风较大的工况下,使用扇形孔和簸箕孔都能很大程度地提升近孔区的气膜冷却性能。

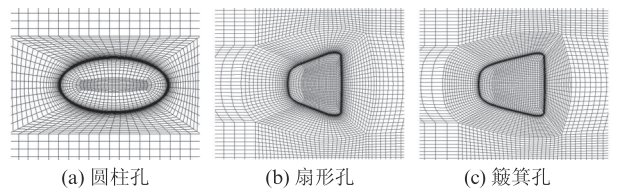


图11 不同气膜孔孔型近孔区网格图

Figure 11 Mesh details in near-hole zone for different holes

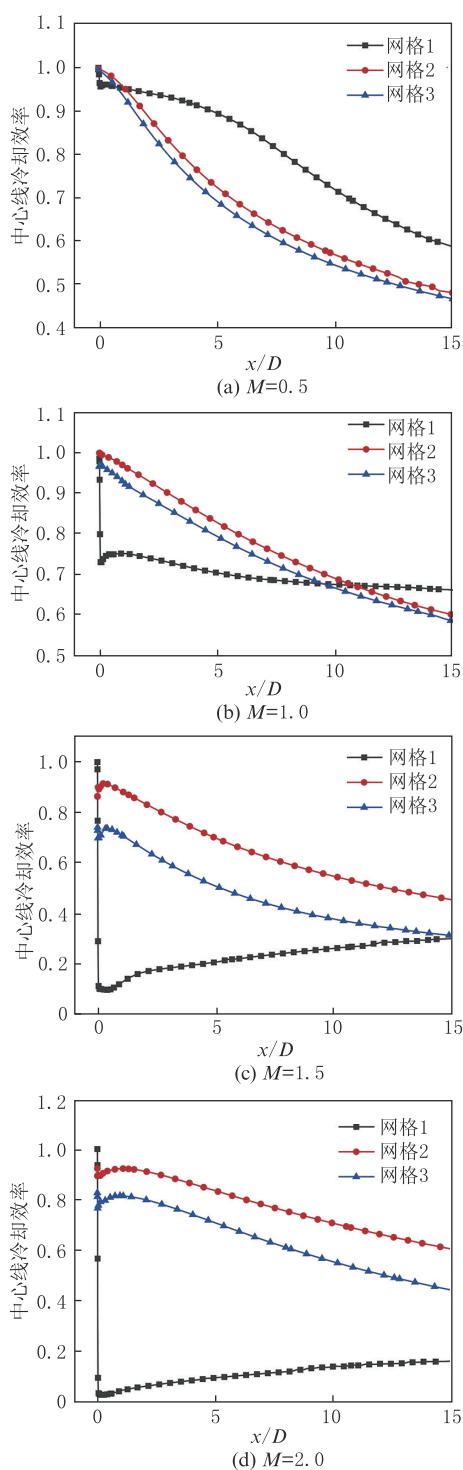


图 12 不同吹风比下不同孔型中心线气膜冷却效率对比  
Figure 12 Comparison of centerline cooling efficiencies for different holes at different blowing ratios

图 13 和图 14 为不同吹风比下不同孔型气膜冷却效率分布云图。随着吹风比的提高,圆柱孔下游气膜覆盖作用逐渐下降,孔出口处的气膜尾迹变细,气膜高效率覆盖距离变短。扇形孔、簸箕孔的应用能够显著提升气膜冷却性能,使气膜尾迹覆盖的范围变宽、变长,其中簸箕孔的气膜覆盖面要比扇形孔稍宽,但高吹风比工况下扇形孔气膜高效覆盖域更

长。扇形孔和簸箕孔在高吹风比时冷却效果明显优于圆柱孔。扇形孔和簸箕孔出口的扩张作用,使孔出口射流的法向动量减弱,降低了反面对转涡对的作用,使气膜孔下游的冷却性能上升。

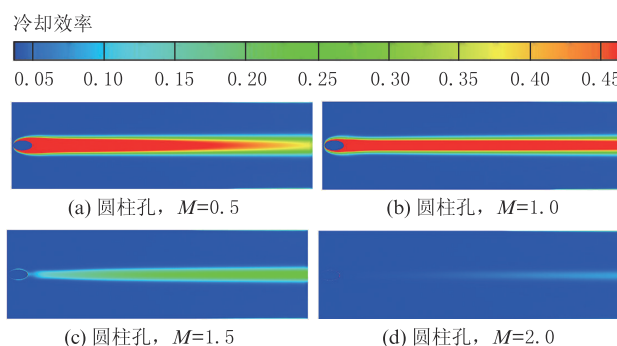


图 13 不同吹风比下圆柱孔气膜冷却效率分布云图  
Figure 13 Distribution nephograms of cylindrical hole film cooling efficiencies at different blowing ratios

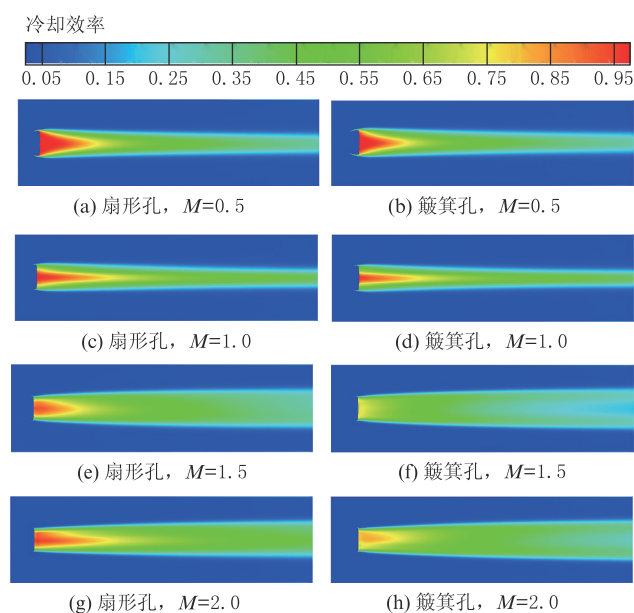


图 14 不同吹风比下扇形孔及簸箕孔气膜冷却效率分布云图  
Figure 14 Distribution nephograms of fan-shaped holes and dostrapan holes film cooling efficiencies at different blowing ratios

图 15 为不同吹风比条件下不同孔型中截面温度分布云图。在吹风比为 0.5 时,气膜覆盖良好,由于气膜孔的几何结构不同,孔出口处的温度分布有一定的差异,圆柱孔的气膜高效率覆盖距离更长,低吹风比下异型孔相对于圆柱孔的优势不明显。当吹风比增大到 1.0 时,簸箕孔和扇形孔在近孔出口范围内有更高效率的冷气覆盖。进一步增大吹风比到 1.5 和 2.0,圆柱孔由于射流进一步抬高,冷气出现吹离壁面的现象;扇形孔和簸箕孔由于在展向上有  $14^\circ$  的扩张,增大了冷气的展向覆盖范围,冷气



对壁面的覆盖也比圆柱孔更好,同时扇形孔和簸箕孔在较高吹风比下射流孔出口处与主流的掺混更为剧烈。选取吹风比均为 1.0 的工况,截取流向位置  $6D$  处绘制涡量和速度的矢量图。不同孔型气膜

孔下游  $6D$  位置壁面法向切面的气膜冷却涡结构分布如图 16 所示。由图 16 可知,相比于圆柱孔,扇形孔和簸箕孔能很好地抑制反向对转涡对的形成,从而提高气膜冷却效率。

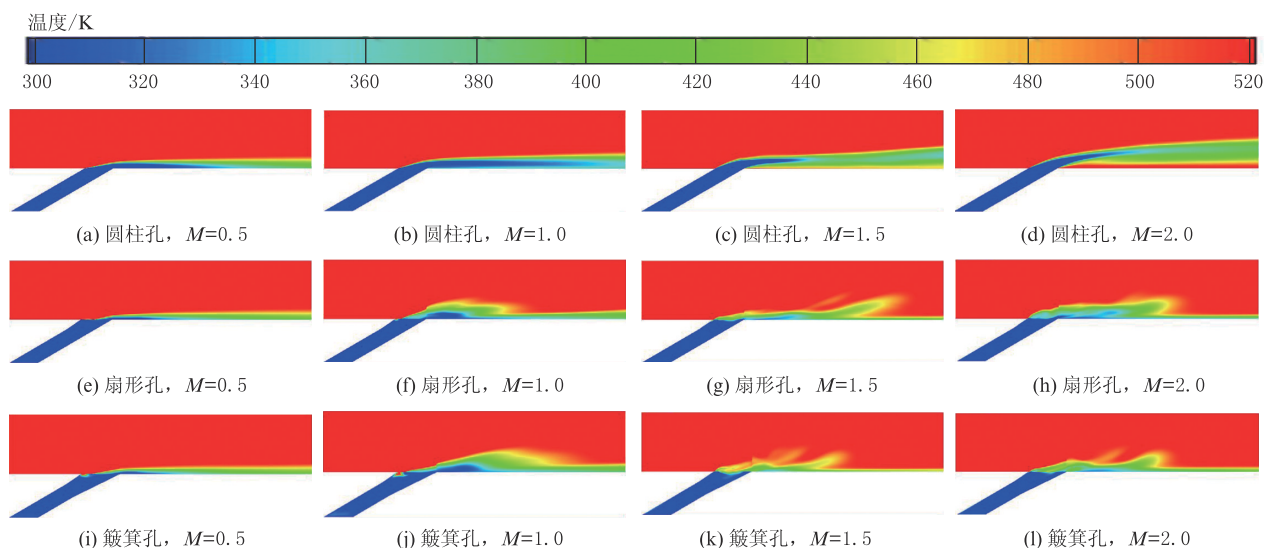


图 15 不同吹风比条件下不同孔型中截面温度分布云图

Figure 15 Nephograms of temperature distributions in mid-section of different holes at different blowing ratios

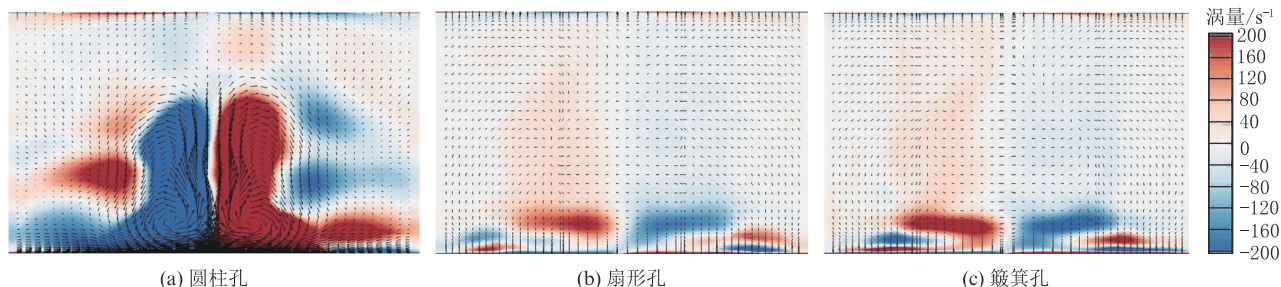


图 16 不同孔型气膜孔下游  $6D$  位置壁面法向切面的气膜冷却涡结构分布

Figure 16 Film cooling vortex distributions on the tangent plane  $6D$  downstream different film holes

## 4 工程应用

为了探究自研程序 AENS 在工程实例中的适用性,选取经典的 NASA 的 GE-E3 高压涡轮带气膜导叶模型进行仿真。GE-E3 双级高压涡轮是美国航空航天局 (National Aeronautics and Space Administration, NASA) 高效节能发动机计划的研究成果之一,在 NASA 报告中具有详细的试验数据<sup>[24]</sup>。选用 GE-E3 高压涡轮第一级带气膜导叶模型进行仿真,以此验证自研软件的工程适用性。

### 4.1 模型及网格

GE-E3 高压涡轮第一级带气膜导叶模型有两个冷气腔,前缘、吸力面和压力面均带有气膜孔,还带有尾缘劈缝。GE-E3 高压涡轮带气膜导叶模型如图 17 所示。选取 NASA 报告中的 11 计算工况

作为计算条件,GE-E3 涡轮带气膜导叶边界条件如表 2 所示。



图 17 GE-E3 高压涡轮带气膜导叶模型

Figure 17 Model of guide vane with film of GE-E3 high-pressure turbine



表 2 GE-E3 涡轮带气膜导叶边界条件  
Table 2 Boundary conditions of guide vane with film of  
GE-E3 high-pressure turbine

项目	参数
进口总压/Pa	346 000
进口总温/K	711.5
进口湍流强度	5.0
进口黏性比	10
出口静压/Pa	200 000
前腔进口总压/Pa	350 190
前腔进口总温/K	352
后腔进口总压/Pa	346 670
后腔进口总温/K	352

建立 GE-E3 高压涡轮带气膜导叶的单通道几何模型,采用 ICEM 划分网格,在叶片表面生成边界层,保证  $y^+$  等于 1,膨胀比 1.2。GE-E3 高压涡轮带气膜导叶网格截面图如图 18 所示。

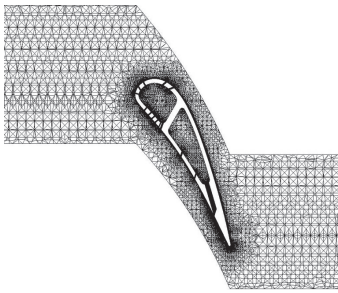


图 18 GE-E3 高压涡轮带气膜导叶网格截面图  
Figure 18 Grid sectional view of guide vane with films of  
GE-E3 high-pressure turbine

4.2 结果分析

根据 NASA 报告中的 11 计算工况计算得到流场数据。与 NASA 报告中的试验数据相比,流量计算误差为 0.59%,压比计算误差为 0.86%。GE-E3 第一级导叶流场中截面处的温度场和叶片表面温度场分布云图如图 19 所示。

由图 19 可知,吸力面和压力面气膜均对叶片表面形成了覆盖,有冷却效果。从叶片表面看,前缘气膜有较清晰的冷却尾迹;合适的吹风比使得吸力面和压力面靠近尾缘处的冷气喷出后能很好地覆盖壁面,冷却效果较好;压力面靠近前缘处几排气膜冷却效果不佳。由于复杂的气膜孔结构,气膜孔在叶片表面尤其是压力面的冷却效果得到了叠加,使得叶片表面除了前缘外的部分冷却效率都较为理想。

5 结论

(1) 对单孔气膜冷却模型进行数值仿真,计算结

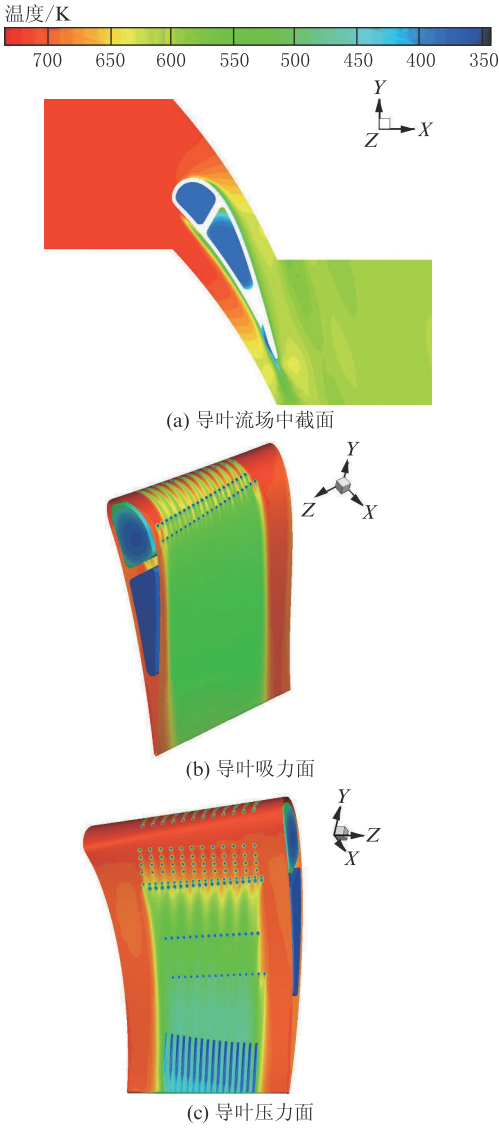


图 19 GE-E3 第一级导叶流场中截面处和叶片表面温度场分布云图  
Figure 19 Nephograms of temperature distribution at mid-section  
and surfaces of the GE-E3 first-stage guide vane

果表明气膜覆盖效果随着吹风比的上升而逐渐变差,出现气膜分离的现象,在圆柱孔上这种现象更加明显。

(2) 第一层网格高度对计算结果的影响较小,但是在本研究中,吹风比为 2.0 时,第一层网格高度为  $1 \times 10^{-6}$  的网格计算结果与文献数据更为接近。

(3) 近孔区网格在吹风比为 0.5 和 1.0 的工况下对计算结果影响较大,随着吹风比的增大其对冷效的计算结果影响减小,近孔区使用 O 形网格块嵌套 O 形网格块的方法生成的网格计算效果更好。

(4) 与圆柱孔相比,扇形孔和簸箕孔的应用能够使气膜冷却性能得到显著提高,使气膜尾迹的覆盖面

变宽、变长,在吹风比较大的工况下,扇形孔和簸箕孔的应用对近孔区的气膜冷却性能提升更为明显。

(5) GE-E3 高压涡轮带气膜导叶模型的仿真,证明自研软件具备计算带复杂冷却结构的工程算例的能力。

#### 参考文献:

- [1] ZHANG J Z, ZHANG S C, WANG C H, et al. Recent advances in film cooling enhancement: a review [J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2020, 33(4): 1119 - 1136.
- [2] 林涵逸. 燃气轮机透平叶片气膜冷却的数值模拟[D]. 北京: 华北电力大学, 2021.  
LIN H Y. Numerical investigation of film cooling of gas turbine [D]. Beijing: North China Electric Power University, 2021.
- [3] GOLDSTEIN R J, ECKERT E R G, BURGGRAF F. Effects of hole geometry and density on three-dimensional film cooling [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1974, 17(5): 595 - 607.
- [4] LEE K, KIM K. Shape optimization of a fan-shaped hole to enhance film-cooling effectiveness [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2010, 53(15): 2996 - 3005.
- [5] LEE K D, KIM K Y. Surrogate based optimization of a laidback fan-shaped hole for film-cooling [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2011, 32(1): 226 - 238.
- [6] THOLE K, GRITSCH M, SCHULZ A, et al. Flow field measurements for film-cooling holes with expanded exits [J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120(2): 327 - 336.
- [7] HAVEN B, YAMAGATA D, KUROSAKA M, et al. Anti-kidney pair of vortices in shaped holes and their influence on film cooling effectiveness [C]//ASME 1997 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition. New York: ASME, 2014: V003129A007.
- [8] 乔日平, 朱励. 不同孔间距气膜冷却的数值模拟[J]. 东北电力大学学报(自然科学版), 2009, 29(19): 36 - 39.  
QIAO R P, ZHU L. Numerical simulation of film cooling in different aperture ratios [J]. Journal of North China Electric Power University (Natural Science Edition), 2009, 29(19): 36 - 39.
- [9] 蒋兴文. 平板气膜冷却的传热特性研究[D]. 北京: 清华大学, 2015.  
JIANG X W. Research on the heat transfer characteristics of flat plate film cooling [D]. Beijing: Tsinghua University, 2015.
- [10] HAN S H, ZHANG R S, XING J J, et al. A combined cooling structure consisting of serrated trench and V-shaped surface for film holes: flow structure and effectiveness improvement [J/OL]. International Journal of Thermal Sciences, 2023: 189: 108267 (2023-07-01) [2025-04-17]. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2023.108267.
- [11] GOLDSTEIN R J, ECKERT E R G, RAMSEY J W. Film cooling with injection through holes: adiabatic wall temperatures downstream of a circular hole [J]. Journal of Engineering for Power, 1968, 90(4): 384 - 393.
- [12] SINHA A K, BOGARD D G. Film-cooling effectiveness downstream of a single row of holes with variable density ratio [J]. Journal of Turbomachinery, 1991, 113(3): 442 - 449.
- [13] BERNSDORF S, ROSE M G, ABHARI R S, et al. Modeling of film cooling part I: experimental study of flow structure [J]. Journal of Turbomachinery, 2006, 128(1): 141 - 149.
- [14] 李广超, 于全朋, 张魏, 等. 吹风比对涡轮叶片尾缘气膜冷却效率影响 [J]. 热力发电, 2018, 47(10): 58 - 65.  
LI G C, YU Q P, ZHANG W, et al. Effect of blowing ratio on film cooling efficiency of trailing edge on turbine blade [J]. Thermal Power Generation, 2018, 47(10): 58 - 65.
- [15] FU W S, CHAO W S, TSUBOKURA M, et al. Investigation of boundary layer thickness and turbulence intensity on film cooling with a fan-shaped hole by direct numerical simulation [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2018, 96: 12 - 19.
- [16] JIANG Y, ZHENG Q, DONG P, et al. Conjugate heat transfer analysis of leading edge and downstream mist-air film cooling on turbine vane [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015, 90: 613 - 626.
- [17] 李海滨. 涡轮叶栅中的冷气掺混及气热耦合研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2002.
- [18] 王强. 提高气冷涡轮气热耦合计算精度方法的研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2009.  
WANG Q. Research on numerical methods for improving accuracy of coupled heat transfer simulations of air cooled turbines [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2009.
- [19] BLAZEK J. Computational fluid dynamics: principles and applications [M]. Amsterdam: Elsevier, 2015: 17.
- [20] BURG C O E. Higher order variable extrapolation for unstructured finite volume RANS flow solvers [C/OL]//17th AIAA Computational Fluid Dynamics Conference, June 05-09, 2005, Toronto, Ontario. New York: AIAA, 2005: AIAA 2005-4999 (2012-06-19) [2024-11-13]. DOI: 10.2541/6.2005-4999.
- [21] THOMAS J L, DISKIN B, NISHIKAWA H. A critical study of agglomerated multigrid methods for diffusion on highly-stretched grids [J]. Computers & Fluids, 2011, 41(1): 82 - 93.
- [22] GRITSCH M, SCHULZ A, WITTIG S. Adiabatic wall effectiveness measurements of film cooling holes with expanded exits [J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120: 549 - 556.
- [23] SILIETI M, DIVO E, KASSAB A J. Numerical investigation of adiabatic and conjugate film cooling effectiveness on a single cylindrical film-cooling hole [C]//ASME 2004 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. New York: ASME, 2004: 333 - 343.
- [24] TIMKO L P. Energy efficient engine high pressure turbine component test performance report [R]. Cincinnati: NASA, 1990.