

文章编号: 1000-8055(2026)10-20250426-15

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20250426

## 旋转对弯扭涡轮叶片前缘气膜 冷却数值模拟研究

韩 枫<sup>1,2</sup>, 陈娇娜<sup>1,2</sup>, 浦昊天<sup>1</sup>, 江文涛<sup>1</sup>, 黄勇健<sup>1</sup>, 毛军逵<sup>1</sup>

(1. 南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016;

2. 南京航空航天大学 综合能源研究院, 南京 210016)

**摘 要:** 在航空发动机及燃气轮机实际高速旋转条件下, 流体受到哥氏力、离心力和浮升力等旋转多场力作用倍增, 导致高速旋转状态下旋转(攻角)和吹风比( $M$ )等参数对涡轮叶片前缘气膜冷却效率( $\eta$ )影响规律与低转速实验存在差异。采用实际弯扭涡轮叶片, 在实际高速旋转状态下, 进行了旋转角速度和  $M$  对前缘区域气膜冷却特性影响的数值模拟研究。旋转角速度分别为 1 350 rad/s(正攻角)、1 400 rad/s(零攻角)和 1 450 rad/s(负攻角),  $M$  范围为 0.5~1.25, 射流-主流密度比为 1.04。本文揭示了高速旋转状态下旋转(攻角)和  $M$  对真实的弯扭涡轮叶片前缘  $\eta$  影响机理, 发现了旋转(攻角)是决定前缘  $\eta$  分布的一个关键因素。随着旋转角速度的增大, 滞止线从压力排和滞止线排孔之间, 先移动至滞止线排孔中心连线附近, 再移动至滞止线排和吸力排孔之间。前缘区域展向平均气膜冷却效率( $\bar{\eta}$ )随着  $M$  的增大呈现非线性变化规律, 具体区域变化不同。当前缘无吹飞现象( $M=0.5$ ), 前缘腔内冷气受到的哥氏力分量直接朝向滞止线排孔, 不仅使得冷却工质更容易从滞止线排孔出流, 而且使得更多流量的冷却工质从低半径位置出流, 哥氏力另一分量使得冷却工质流向压力侧, 有益于冷却工质从压力排孔出流。

**关 键 词:** 旋转; 吹风比; 弯扭涡轮叶片; 前缘; 气膜冷却效率

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

## Numerical simulation of leading-edge film cooling on the rotating twisted turbine blade

Han Feng<sup>1,2</sup>, Chen Jiaona<sup>1,2</sup>, Pu Haotian<sup>1</sup>, Jiang Wentao<sup>1</sup>,

Huang Yongjian<sup>1</sup>, Mao Junkui<sup>1</sup>

(1. College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. Integrated Energy Institute,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

**Abstract:** Under actual high-speed rotation conditions of aero-engine and gas turbine, the fluid experienced enhanced effects from rotational forces including Coriolis force, centrifugal force, and buoyancy force. This resulted in differences in how parameters such as rotation (angle of attack) and blowing ratio ( $M$ ) influenced the film cooling effectiveness ( $\eta$ ) on turbine blade leading edges, compared

收稿日期: 2025-09-12

基金项目: 国家自然科学基金(52476077); 江苏省基础研究计划(BK2025025);

航空发动机及燃气轮机基础科学中心项目(P2022-A-II-007-001); 国家科技重大专项(Y2022-III-0003-0012)

作者简介: 韩枫(1989—), 男, 副教授, 博士, 从事航空发动机热端部件流动与换热研究。E-mail: hanfeng@nuaa.edu.cn

通信作者: 毛军逵(1976—), 男, 教授, 博士, 从事航空发动机热管理和高效热防护研究。E-mail: mjkpe@nuaa.edu.cn

引用格式: 韩枫, 陈娇娜, 浦昊天, 等. 旋转对弯扭涡轮叶片前缘气膜冷却数值模拟研究[J]. 航空动力学报, 2026, 41(10): 20250426. Han Feng, Chen Jiaona, Pu Haotian, et al. Numerical simulation of leading-edge film cooling on the rotating twisted turbine blade[J]. Journal of Aerospace Power, 2026, 41(10): 20250426.

with low-speed experimental conditions. A numerical simulation was performed under real aero-engine high-speed rotation conditions to investigate the effects of rotational angular velocity and  $M$  on the film cooling characteristics of an actual twisted turbine blade leading edge. The rotational angular velocities were set to 1 350 rad/s (positive angle of attack), 1 400 rad/s (zero angle of attack), and 1 450 rad/s (negative angle of attack), with a  $M$  ranging from 0.5 to 1.25 and a jet-to-mainstream density ratio of 1.04. The mechanism by which rotation (angle of attack) and  $M$  affected the of the actual twisted turbine blade leading edge in a high-speed rotating state was revealed. Results indicated that the rotation (angle of attack) is a key factor determining the distribution on the leading edge. The stagnation line position shifted from the region between the pressure-side row and the stagnation row holes, first to near the stagnation row holes centerline, and then to the region between the stagnation row and the suction-side row holes. The spanwise-averaged film cooling effectiveness ( $\bar{\eta}$ ) on the leading edge region exhibited a nonlinear variation with the increasing  $M$ , and differences were observed in specific areas. When no take-off phenomenon occurred on the leading edge ( $M=0.5$ ), the Coriolis force component acting on the coolant in the leading edge cavity was directly oriented toward the stagnation row of holes. This not only facilitated the outflow of coolant from the stagnation row holes but also promoted a greater flow rate of coolant discharging from lower-radius locations. Another component of the Coriolis force drove the coolant toward the pressure-side, making it beneficial for the coolant outflow from the pressure-side row holes.

**Keywords:** rotation; blowing ratio; twisted turbine blade; leading edge;  
film cooling effectiveness

从热力学角度,航空发动机及燃气轮机的热力过程可以简化为理想的布雷顿循环,为了提高发动机做功能力,涡轮前温度持续攀升。例如,目前涡轮叶片可承受的工作温度已达 2 200 K<sup>[1]</sup>,已经远超镍基单晶合金叶片的安全温度极限( $\sim 1\,370\text{ K}$ )<sup>[2-3]</sup>。因此,高效冷却技术不仅是实现涡轮前温度持续攀升的关键技术,而且是保证航空发动机及燃气轮机安全运行的第一道防线。由于涡轮叶片前缘存在滞止区,导致其承受着更高的热负荷,更易发生烧蚀现象<sup>[4-5]</sup>。因此,对涡轮叶片前缘的保护至关重要。气膜冷却技术作为外部冷却技术之一被广泛应用在前缘区域<sup>[6]</sup>,该技术通过在涡轮叶片表面喷射冷气并形成保护膜,进而有效地降低涡轮叶片温度<sup>[7]</sup>。

目前,关于叶片前缘气膜冷却特性的实验研究大多在静止状态下开展。Mick 等<sup>[8]</sup>针对带有圆形前缘和扁平尾缘结构的钝体进行了实验,分析了其换热性能与气膜冷却效率( $\eta$ )的变化规律。研究显示,随着平均质量通量率的增大,气膜冷却效率呈现下降趋势。Ekkad 等<sup>[9]</sup>指出在低吹风比的条件下以  $\text{CO}_2$  和空气为冷却工质时,圆柱形前缘模型获得的气膜冷却效率会随着主流湍流度( $T_u$ )的增加而降低,空气在吹风比为 0.4 时冷却效果最好,  $\text{CO}_2$  在吹风比为 0.8 时效果最好。Ou

等<sup>[10]</sup>基于实验发现当吹风比从 1.0 增大到 2.0 时,圆形前缘模型气膜冷却效果提升,进一步增大吹风比则会引起相反的效果。Kim 等<sup>[11]</sup>在吹风比 0.7~1.7 范围内实验发现采用异形孔可显著提升叶片前缘冷却效果。Liu 等<sup>[12-13]</sup>通过实验发现后置孔结构气膜孔比圆柱气膜孔具有更优的前缘气膜冷却效率。吹风比越大,气膜覆盖面积也越大。Chowdhury 等<sup>[14]</sup>在风洞实验系统中针对涡轮叶片前缘区域开展了气膜冷却特性的研究,重点考察了前缘几何形状、冷却工质与主流的密度比以及吹风比等参数对冷却效果的影响。

由于实验成本和难度限制,关于旋转条件下涡轮叶片前缘气膜冷却特性实验研究较少。Dring 等<sup>[15]</sup>最早开展了旋转状态下叶片前缘气膜冷却特性的研究,其研究结果指出,冷却工质所具有的径向分量对冷却效果存在显著影响。在此基础上,Ahn 等<sup>[16]</sup>采用压敏涂料(pressure sensitive paint, PSP)技术,首次在 2 400~3 000 r/min 转速范围内,对布置有两排气膜孔的直叶片前缘在旋转状态下的冷却效率进行了实验测量,指出旋转是显著影响气膜冷却性能的关键因素,并且前缘区域的平均气膜冷却效率随转速上升而下降。Ahn 等<sup>[17]</sup>对带 3 排孔直叶片在旋转条件下的冷却效率进行了测量,发现旋转对中排孔冷却效率

的影响程度显著高于其他两排, 转速变化导致冷却工质出流轨迹改变。前缘区域的平均气膜冷却效率随着吹风比的增加而增加。许多学者已开展涡轮动叶前缘传热和气膜冷却数值模拟研究。Yang 等<sup>[18]</sup>数值计算了涡轮动叶前缘气膜冷却效率和传热系数分布情况, 叶片模型与 Ahn 等<sup>[17]</sup>一致。转速为设计点转速 2 400 r/min, 主流攻角为 0°。结果表明, 从吸力排孔出流的射流尾迹较短, 仅能给吸力侧提供很少的保护; 从压力排孔出流的射流能够较好地贴附表面, 进而覆盖更多区域。在此基础上, Yang 等<sup>[19]</sup>进行了 1.5 级涡轮转子叶片前缘气膜冷却效率数值模拟研究, 叶片模型与 Ahn 等<sup>[16]</sup>一致。转速变化范围为 2 000 r/min(低于设计转速)、2 550 r/min(设计转速)和 3 000 r/min(高于设计转速)。结果表明, 在设计转速(零攻角)下吹风比  $M=1.0$  提供最好的气膜保护, 冷却工质在  $M=2.0$  时出现吹飞现象; 并指出采用的是二维直叶片, 前缘滞止线不是简单直线, 从压力侧根部区域向吸力侧叶尖区域倾斜。因此, 对于设计良好的三维弯扭涡轮叶片, 在设计转速下叶片前缘应该正对着气动滞止线, 使得压力排和吸力排气膜孔出流的射流尾迹均与流向两侧。

旋转条件下弯扭涡轮叶片前缘气膜冷却特性实验研究更少。Li 等<sup>[20-22]</sup>针对旋转状态下带 3 排膜孔的弯扭叶片前缘气膜冷却性能开展了一系列实验。研究基于热色液晶(TLC)测温技术, 在一台单级涡轮实验台上进行, 考察了吹风比、转速(400、550、700 r/min)、主流雷诺数( $4.42 \times 10^4 \sim 7.18 \times 10^4$ )以及气膜孔倾角等参数的影响。实验结果显示, 前缘区域的面平均气膜冷却效率( $\bar{\eta}_{\text{area}}$ )随吹风比增大而提高; 当攻角由正经零转为负时, 滞止线位置从压力侧(PS)向吸力侧(SS)移动。随后, Han 等<sup>[23-25]</sup>系统研究了孔间距、孔径以及出流角对旋转弯扭叶片前缘冷却性能的影响。其实验平台与测试方法与 Li 等<sup>[17,20-21]</sup>保持一致, 发现展向平均气膜冷却效率( $\bar{\eta}$ )随孔间距增大而降低, 随孔径增大而整体升高; 在  $-4.3 < X/D < 3$  的前缘区域, 出流角为 30°的气膜孔表现出最高的  $\bar{\eta}$ ,  $X/D$  为无量纲距离,  $X$  为叶片前缘中心孔排位置沿流动方向至滞止线排气膜孔中心线的距离。Yan 等<sup>[26]</sup>通过 PSP 技术研究了热障涂层(TBC)对气膜冷却效率的影响。结果表明, TBC 使吸力面的气膜冷却效率提高了 6.2%~16.67%, 并显著降低了前缘(37.7%~52.7%)和压力面颧区(28.8%~

32%)的气膜冷却效率。Zhao 等<sup>[27]</sup>通过数值模拟的方法获得合理的气膜孔径向角度和流向复合角设置能够提高弯扭叶片前缘区域的冷却效果。

综上所述, 由于实验成本和难度限制, 涡轮叶片前缘冷却效率( $\eta$ )的实验研究主要处在静止阶段。虽然 Ahn 采用 PSP 技术进行了旋转状态下的涡轮叶片前缘气膜冷却实验研究, 但是采用的叶片是截取弯扭叶片中间截面拉伸获得简化的直叶片。然而, Zhao 等<sup>[27]</sup>发现, 实际弯扭涡轮叶片前缘区域的主流滞止线分布与半圆形简化前缘模型存在显著差异, 指出在未来的研究中值得深入研究弯扭涡轮叶片前缘的  $\eta$ 。基于 Zeng 等<sup>[28]</sup>的分析, 将叶片从弯扭构型简化为直叶片后, 会对  $\eta$  产生明显影响, 并在旋转条件下引起前缘滞止线位置发生改变。旋转状态下采用弯扭叶片对前缘区域进行  $\eta$  分析的文献较为匮乏。然而, 前缘被高温主流燃气冲击, 主流存在显著的滞止效应, 导致冷却工质无法形成全覆盖的气膜。旋转必然使得前缘滞止区位置发生变化, 导致目前仍然无法有效解决前缘区域的冷却换热问题。虽然, Li 和韩枫采用弯扭涡轮叶片开展了旋转对前缘冷却特性的实验研究, 但是由于低速风洞等实验能力限制, 转速范围较低(400~700 r/min)。然而, 当涡轮叶片实际高速旋转运行时, 处于高速旋转状态的流体受到哥氏力、离心力和浮升力等旋转多场力作用倍增。因为哥氏力、离心力、浮升力以及二次流动影响主流与冷气的流动方向<sup>[29]</sup>, 所以高速旋转状态下旋转(攻角)和吹风比等流动参数对前缘区域气膜冷却特性影响规律有别于低转速实验条件的, 值得深入研究。然而, 在笔者能够检索到的公开文献范围内, 关于高速旋转状态下旋转(攻角)和吹风比对真实的弯扭涡轮叶片前缘气膜冷却效率影响规律研究的文章未见发表。因此, 本文采用设计良好的真实弯扭涡轮叶片, 在实际高速旋转状态下研究旋转角速度/攻角(1 350 rad/s 对应正攻角, 1 400 rad 对应零攻角和 1 450 rad/s 对应负攻角)和吹风比(0.50、0.75、1.00、1.25)对前缘区域气膜冷却特性的影响。

## 1 数值模拟方法

### 1.1 物理模型

本文采用如图 1 所示的弯扭涡轮叶片模型开展数值模拟研究, 该模型与 Han 等<sup>[20]</sup>实验所用叶片保持一致。叶根及叶顶区域的气膜孔分布较疏,

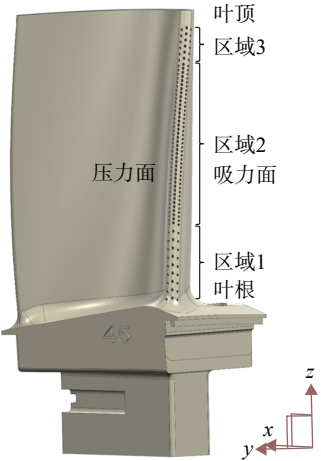


图 1 带有前缘气膜冷却孔的弯扭涡轮叶片  
Fig. 1 Twisted turbine blade leading edge with film cooling holes

沿着叶高方向上,区域 1、区域 2 和区域 3 的展向孔间距分别为  $5D$ 、 $2.5D$  和  $3.75D$  ( $D$  为气膜孔孔径)。如图 2 所示,叶片前缘区域布置有 3 排呈交错排列的气膜孔,沿流动方向依次为 PS 排、滞止线排和 SS 排。在零攻角 ( $i=0^\circ$ ) 工况下,各排气膜孔轴线与滞止线的夹角分别为  $30^\circ$ 、 $0^\circ$  和  $30^\circ$ 。每排气膜孔均为 55 个,气膜孔出流角度为  $45^\circ$ ,如图 3 所示。一级涡轮转子的主要参数如表 1 所示。

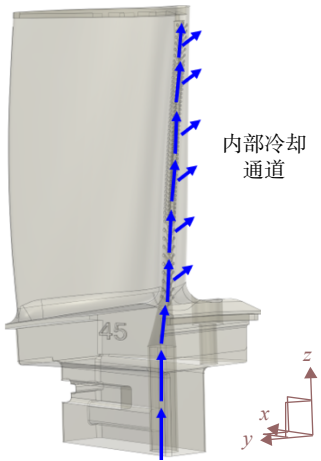


图 2 弯扭涡轮叶片前缘冷却通道  
Fig. 2 Leading edge cooling channel of twisted turbine blade

图 4 给出了进口角、进气角和攻角定义,进口角为叶片进气边中弧线的切线与叶栅额线的夹角;进气角为叶片进口气流方向与叶栅额线的夹角;攻角为进口角与进气角之差。 $C$  为轴向速度, $w$  为相对速度。根据速度三角形,获得零攻角条件对应的旋转角速度为  $1400\text{ rad/s}$ 。3 种旋转角速度对应的速度三角形如图 5 所示。采用控制变

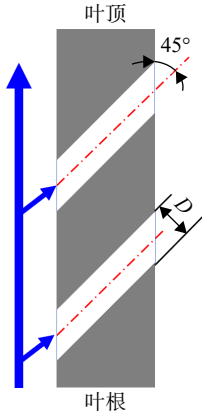


图 3 气膜孔倾斜角度  
Fig. 3 Film holes inclination angle

表 1 涡轮转子参数  
Table 1 Turbine rotor parameters

| 参数               | 数值  |
|------------------|-----|
| 安装角/ $^\circ$    | 60  |
| 机匣直径/mm          | 782 |
| 轮毂直径/mm          | 646 |
| 叶高/mm            | 67  |
| 动叶中间高度弦长 $L$ /mm | 40  |
| 孔径 $D$ /mm       | 0.4 |
| 孔出流角/ $^\circ$   | 45  |
| 叶片数              | 73  |

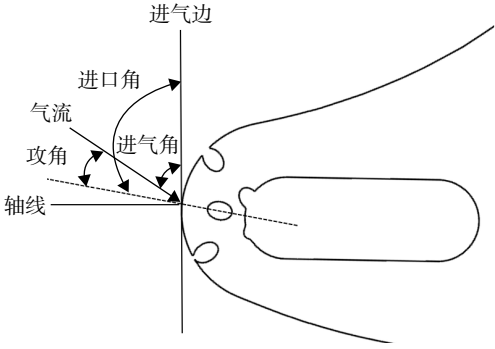


图 4 进口角、进气角及攻角示意图  
Fig. 4 Illustration of inlet angle, air intake angle and angle of attack

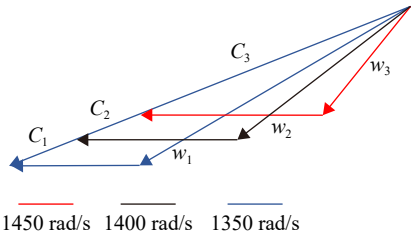


图 5 速度三角形  
Fig. 5 Velocity triangle diagram



量法,通过改变旋转角速度为 1 350 rad/s 和 1 450 rad/s 来分别实现正攻角和负攻角。

1.2 边界条件

本文采用无量纲参数如下:主流雷诺数为 $Re = \rho_m u_m L / \mu$ ,旋转数 $R_o = \Omega D / u_m$ ,吹风比 $M = (\rho_c v_c) / (\rho_m u_m)$ ,密度比为 $\gamma = \rho_c / \rho_m$ 。其中 $\rho$ 为密度, $u$ 为速度, $L$ 为动叶中间高度弦长, $\mu$ 为动力黏度, $\Omega$ 为旋转角速度,下标 m 和 c 分别表示主流与冷却射流。气膜冷却效率 $\eta = (T_m - T_w) / (T_m - T_c)$ ,其中 $T_m$ 、 $T_w$ 和 $T_c$ 分别表示主流温度、叶片壁面温度和射流温度。

采用 ANSYS CFX 软件对雷诺平均 Navier-Stokes (RANS) 方程进行稳态求解。因为湍流模型的选取对 RANS 方程的求解精度和可靠性具有重要影响,所以分别采用 standard  $k-\varepsilon$ 、re-normalization group(RNG)  $k-\varepsilon$ 、standard  $k-\omega$ 及 shear stress transport(SST)  $k-\omega$ 模型获得弯扭涡轮叶片前缘展向平均气膜冷却效率( $\bar{\eta}$ )随着无量纲位置的变化曲线,并与 Maikell 等<sup>[30]</sup>在  $M=1.0$  时冲击和气膜复合冷却的实验数据进行对比,曲线变化如图 6 所示。

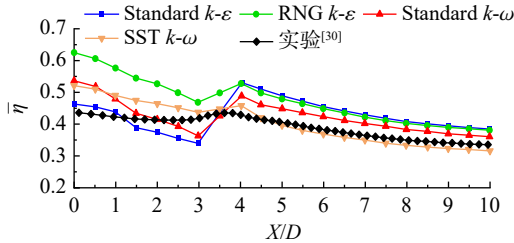


图 6 湍流模型验证

Fig. 6 Turbulence model validation

结果表明,4 种湍流模型中 SST  $k-\omega$ 所得结果与实验数据之间的误差最小为 3.61%。同时,文献 [3, 31-32] 发现 SST  $k-\omega$ 模型在预测旋转状态下简化直叶片前缘 $\bar{\eta}$ 方面表现较好。因此,本文选取 SST  $k-\omega$ 模型对弯扭涡轮叶片前缘 $\bar{\eta}$ 进行稳态数值计算。该模型融合了 standard  $k-\omega$ 模型在边界层区域及 $k-\varepsilon$ 模型在自由剪切层区域的各自优势<sup>[33-34]</sup>,是对 standard  $k-\omega$ 模型的改进。其输运方程可参见文献 [35]。

计算域由叶片通道及实体区域组成,如图 7 所示。为节约计算资源,在圆周方向上设置了周期性边界条件。主流温度  $T_m$ 、射流温度  $T_c$ 、涡轮出口静压、旋转角速度 $\Omega$ 边界条件的设定参考了 Zhao 等<sup>[27]</sup>的数值模拟方案,具体参数列于表 2。

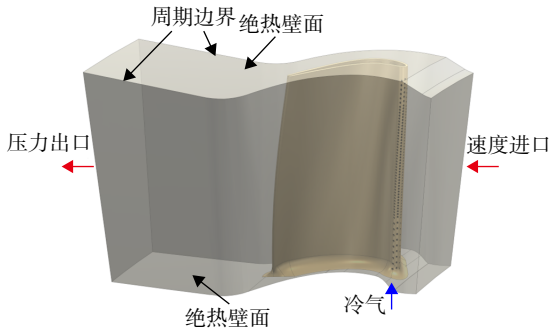


图 7 计算域与边界条件

Fig. 7 Computational domains and boundary conditions

表 2 计算边界条件

Table 2 Numerical boundary conditions

| 参数                      | 数值                        |
|-------------------------|---------------------------|
| 射流质量流量/(g/s)            | 5.79, 8.69, 11.59, 14.49  |
| 涡轮进口速度/(m/s)            | 154                       |
| 涡轮出口静压/MPa              | 0.77                      |
| 主流湍流度 $T_u/\%$          | 5                         |
| 主流雷诺数 $Re$              | 395 000, 329 000, 286 000 |
| 旋转角速度 $\Omega$ /(rad/s) | 1 350, 1 400, 1 450       |
| 旋转数 $R_o$               | 0.003 4, 0.003 6, 0.003 7 |
| 吹风比 $M$                 | 0.5~1.25                  |
| 密度比 $\gamma$            | 1.04                      |
| 主流温度 $T_m/K$            | 1 488                     |
| 射流温度 $T_c/K$            | 840                       |

主流和射流分别采用空气和氮气,主流入口和射流入口均设置混合气体,并明确了各组分比例,比如主流入口空气占比 100%(纯空气),射流入口氮气占比 100%(纯氮气)。在数值求解方面,采用 semi-implicit method for pressure linked equations(SIMPLE)算法和 2 阶精度的格式进行离散。当连续性方程与能量方程的残差小于  $10^{-6}$ ,动量方程残差小于  $10^{-4}$ ,同时残差曲线趋于稳定时认为计算结果收敛。

使用 ICEM CFD 软件对计算域进行网格划分,如图 8 所示。弯扭叶片前缘区域整体采用非结构化网格,同时前缘预测区域及气膜孔附近进行了局部加密,且设置壁面边界层(第 1 层网格高度为 0.001 mm),边界层增长率控制为 1.1,以保证全域  $y^+$ 值小于 1,从而保障近壁区域流动计算的精度。

网格无关性验证的结果如图 9 所示, $X/D$ 为无量纲距离, $X$ 为叶片前缘中心孔排位置沿流动方向至滞止线排气膜孔中心线的距离,SS 取负值,PS 取正值。通过测量前缘区域流向长度,确定  $X/D$  的数值范围为-5.5~5.5,通过对该区域上取平均

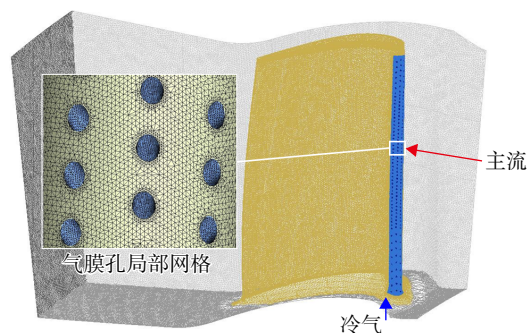


图 8 叶片网格

Fig. 8 Meshes of the blade

得到 $\bar{\eta}$ , 3个箭头为3排气膜孔的位置。本文所有相关图像均采用相同的无量纲区域标识方法。基于不同网格数量下叶片前缘区域展向平均冷却效率( $\bar{\eta}$ )的分布曲线可得, 网格数量为 $1.905 \times 10^7$ 和 $2.511 \times 10^7$ 时获得的曲线水平相当且形态趋于稳定, 变化不明显。因此, 兼顾精度与资源消耗, 采用网格数量为 $1.905 \times 10^7$ 的模型开展后续研究。

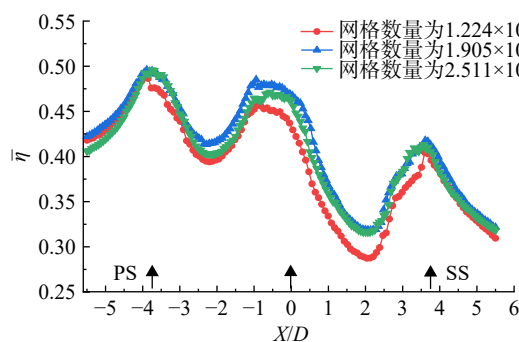


图 9 网格无关性验证

Fig. 9 Mesh independent verification

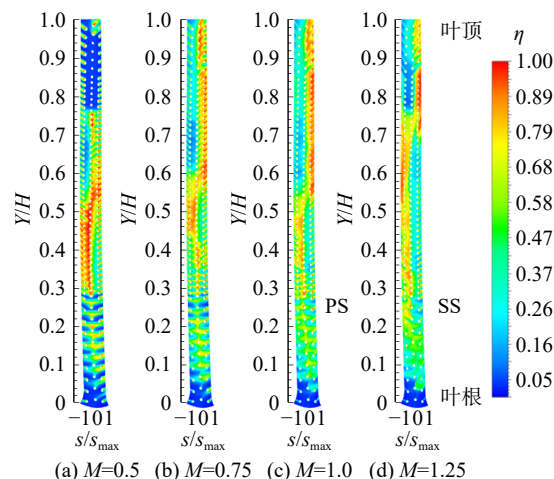
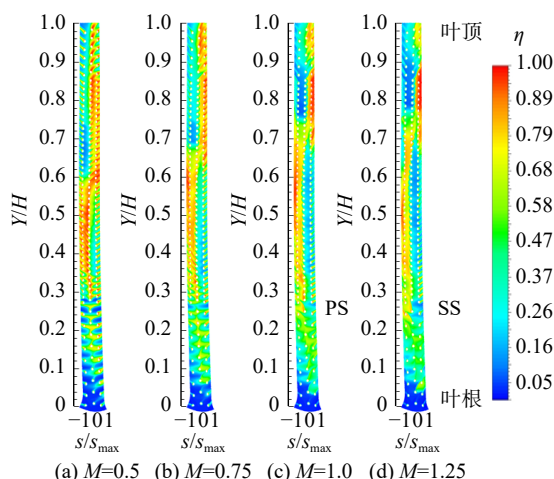
## 2 结果分析

### 2.1 气膜覆盖效果

#### 2.1.1 吹风比对气膜覆盖效果的影响

图 10~图 12 展示了旋转角速度(攻角)和吹风比对涡轮叶片前缘区域 $\eta$ 分布云图影响结果。 $s/s_{\max}$  表示流向无量纲距离,  $s$  表示从叶片前缘测试区域表面测点到测试区域中心线的距离,  $s_{\max}$  表示从测量区域中心线沿着叶片压力面和吸力面方向的最大距离, 负值和正值分别表示从测量区域中心线到 PS 和 SS 的距离。 $Y/H$  表示展向无量纲距离,  $Y$  表示距前缘下边界的径向距离,  $H$  表示径向高度。

以旋转角速度为设计点( $\Omega=1400$  rad/s, 零攻角)情况为例来分析吹风比的影响。当旋转角速

图 10 旋转角速度为 1350 rad/s 时不同吹风比下的  $\eta$  分布云图Fig. 10  $\eta$  distribution under different blowing ratios when the rotational angular velocity is 1350 rad/s图 11 旋转角速度为 1400 rad/s 时不同吹风比下的  $\eta$  分布云图Fig. 11  $\eta$  distribution under different blowing ratios when the rotational angular velocity is 1400 rad/s

度一定时, 冷却工质射流流量随着吹风比的增大而增大。当吹风比  $M=0.5$ ,  $0 < Y/H < 0.04$  区域气膜覆盖效果一般, 前缘大部分区域 ( $0.04 < Y/H < 1.0$ ) 气膜覆盖效果较好, 尤其  $0.28 < Y/H < 1.0$  区域上气膜覆盖水平较高, 这种现象与前缘气膜孔径向间距直接相关。 $0 < Y/H < 0.28$  区域上前缘交错 3 排孔的径向孔间距较大 ( $5.0D$ )。由于  $0 < Y/H < 0.28$  区域处在叶根位置, 几乎没有来自上游出流冷却剂的压制作用, 加上径向孔间距较大, 导致相邻气膜孔之间区域气膜覆盖效果较差。 $0.28 < Y/H < 0.85$  区域上前缘交错 3 排孔布置密集, 径向高度上的孔间距较小 ( $2.5D$ )。从上游气膜孔出流的冷却工

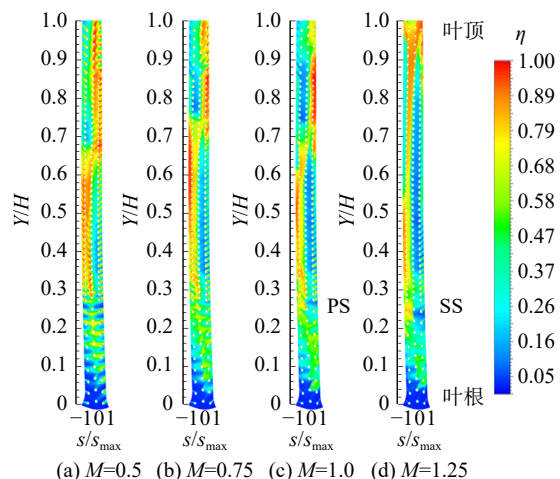


图 12 旋转角速度为 1450 rad/s 时不同吹风比下的  $\eta$  分布云图

Fig. 12  $\eta$  distribution under different blowing ratios when the rotational angular velocity is 1450 rad/s

质对下游气膜孔出流的冷却工质有压制作用,使其更好地贴附壁面。当旋转角速度为设计点(1400 rad/s, 零攻角), 滞止线位于前缘滞止线排气膜孔中心连线附近, 导致从滞止线排气膜孔出流的冷却工质分别流向 PS 和 SS, 提高 PS 和 SS 上的覆盖效果。由于滞止线排孔与其余两排孔交错布置, 从滞止线排孔出流的冷却工质部分流向 PS 和 SS, 并有效填充覆盖 PS 和 SS 排相邻气膜孔之间区域, 提高气膜覆盖面积和效果。0.85<Y/H<1.0 区域上前缘交错 3 排孔的径向孔间距 4.0D。虽然此区域径向孔间距也较大, 但是得益于高速旋转条件下, 前缘冷气腔内的冷却工质在离心力的作用下, 容易从径向高度高的区域出流。与 PS 排和 SS 排气膜孔相比, 滞止线排气膜孔附近气膜覆盖效果较好, 说明此时从滞止线排出流的冷却工质有足够的动量到达表面, 但不足以穿透到主流中, 有更多的机会贴附叶片表面, 并提供更好的保护。

当吹风比增大至  $M=0.75$ ,  $0<Y/H<0.04$  区域气膜覆盖效果基本没变, 前缘大部分区域 ( $0.04<Y/H<1.0$ ) 气膜覆盖效果较好。0.04<Y/H<0.28 和 0.6<Y/H<0.7 区域上气膜出流情况得到明显改善, 基本覆盖对应的两区域。当吹风比增大至  $M=1.0$ ,  $0<Y/H<0.04$  区域气膜覆盖效果略微改善, 滞止线排处在  $Y/H=0.04$  上的气膜孔出流覆盖面积明显增大; 整体前缘区域气膜覆盖效果依然较好, 在 0.76<Y/H<0.88 区域上 PS 排和滞止线排孔之间区域气膜覆盖效果明显降低, 同时 0.46<Y/H<0.66 区

域上滞止线排和 SS 排孔上的气膜覆盖效果略微降低, 这是因为当吹风比增大至  $M=1.0$  时, 从 0.46<Y/H<0.66 区域上滞止线排和 SS 排孔出流的冷却工质具有足够的动量克服主流的压制作用, 并与主流发生掺混, 导致气膜覆盖效果降低。当吹风比增大至  $M=1.25$ , 与  $M=1.0$  相比, 前缘区域气膜覆盖效果显著减弱, 0.46<Y/H<0.66 区域上滞止线排和 SS 排孔之间的区域气膜覆盖效果进一步降低。

### 2.1.2 旋转对气膜覆盖效果的影响

为了更好地理解不同旋转角速度下气膜冷却覆盖效果, 需要简要了解涡轮空气动力学方面知识<sup>[36]</sup>。如图 13<sup>[16]</sup>所示, 当涡轮工作在较低旋转角速度时, 高温燃气以正攻角冲刷前缘区域, 使得滞止线位于 PS, 进而导致前缘气膜孔出流的部分射流偏向 SS。当涡轮工作在较高旋转角速度时, 高温燃气以负攻角冲刷前缘区域, 导致滞止线从 PS 移动到 SS, 进而导致前缘 3 排气膜孔出流的部分射流偏向 PS。

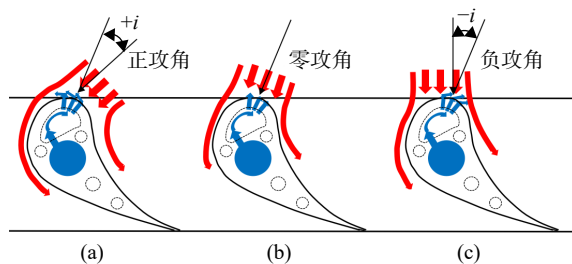


图 13 射流在叶片内部和外部流动轨迹<sup>[16]</sup>

Fig. 13 Flow trajectory of the jet inside the blade and in the external flow field

以吹风比  $M=0.75$  为例来讨论分析旋转(攻角)的影响, 如图 10(b)、图 11(b)和图 12(b)所示。基于不同旋转角速度气膜覆盖效果可得, 随着旋转角速度的增大, 主流滞止线从 PS 排和滞止线排气膜孔之间区域移动到前缘中心, 接着再从前缘中心移动到滞止线排和 SS 排气膜孔之间区域。

当旋转角速度为 1350 rad/s(正攻角), 在  $0<Y/H<0.04$  和  $0.54<Y/H<1.0$  区域上, 滞止线处在 PS 排和滞止线排气膜孔之间, 导致从滞止线排出流的射流发生偏转流向 SS, 进而较好地填充覆盖 SS 排孔之间区域; 在  $0.04<Y/H<0.42$  区域上, 滞止线处在滞止线排孔中心连线上, 导致从滞止线排孔出流的射流分别流向 PS 和 SS; 在 0.42<Y/H<0.54 区域上, 滞止线处在滞止线排孔中心连线附近且略微靠近 SS, 导致从滞止线排孔出流的射流



流向 PS 的流量大于流向 SS 的。

当旋转角速度为 1 400 rad/s(零攻角),滞止线基本上处在滞止线排孔中心连线上。在  $0<Y/H<0.04$  和  $0.62<Y/H<1.0$  区域上,滞止线处在 PS 排和滞止线排气膜孔之间,导致从滞止线排孔出流的射流发生偏转流向 SS,进而有益于 SS 排孔区域气膜覆盖;在  $0.04<Y/H<0.34$  区域上,滞止线处在滞止线排孔中心连线上,导致从滞止线排孔出流的射流分别流向 PS 和 SS;在  $0.34<Y/H<0.62$  区域上,滞止线处在滞止线排孔中心连线附近且略微靠近 SS,导致从滞止线排孔出流的射流流向 PS 的流量大于流向 SS 的。与旋转角速度 1 350 rad/s(正攻角)和 1 450 rad/s(负攻角)结果相比,旋转角速度 1 400 rad/s(零攻角)获得的前缘气膜覆盖效果和气膜效率均匀性均最佳。

当旋转角速度为 1 450 rad/s(负攻角),主流滞止线在前缘大部分区域( $0.25<Y/H<0.70$ )处在滞止线排和 SS 排孔之间,使得从滞止线排孔出流的冷却工质偏向 PS,导致 PS 排孔附近区域上的气膜覆盖效果优于 SS 孔附近区域的。由上述分析可得,旋转角速度(攻角)能够直接改变叶片前缘气膜孔出流射流尾迹的流动方向,其是决定叶片前缘气膜覆盖效果的最关键因素。

当平均吹风比为  $M=0.75$ ,不同旋转角速度(攻角)条件下前缘 3 排气膜孔的流量分配列于表 3。冷却工质喷射由叶片内腔和叶片外表面之间压差驱动,因此当地吹风比受到气膜孔的腔内压力和前缘表面静压决定,然而表面静压受滞止线位置影响。从流量占比和当地吹风比角度看,当旋转角速度为 1 350 rad/s(正攻角),滞止线处在 PS 排和滞止线排气膜孔之间,且更靠近滞止线排孔,导致当地吹风比降低了 10.67%;同时本应从滞止线孔出流的冷却工质改从 PS 排出流,增加了冷却工质出口动量,即当地吹风比增大了 12%。当旋转角速度为 1 400 rad/s(零攻角),滞止线基本上处在滞止线排孔中心连线上,从 PS 排孔出流的冷却工质当地吹风比增加了 8%,从 SS 排孔出流的冷却工质当地吹风比降低了 8%,这与旋转条件下冷却工质在前缘腔内和出流后受到的哥氏力、离心力和浮升力等旋转多场力直接相关,下文会重点分析。当旋转角速度为 1 450 rad/s(负攻角),滞止线在前缘大部分区域处在滞止线排和 SS 排孔之间,使得从 PS 排和滞止线排孔出流的冷却工质的当地吹风比分别增加了 5.3% 和 4%;从 SS

表 3 不同条件下前缘 3 排孔的流量分配  
Table 3 Flow distribution of the three rows of holes on the leading edge under different conditions

| 旋转角速度                | 孔排   | 流量/(g/s) | 占比/%  | 当地吹风比 |
|----------------------|------|----------|-------|-------|
| 1 350 rad/s<br>(正攻角) | PS 排 | 3.26     | 37.50 | 0.84  |
|                      | 滞止线排 | 2.60     | 29.92 | 0.67  |
|                      | SS 排 | 2.83     | 32.58 | 0.73  |
| 1 400 rad/s<br>(零攻角) | PS 排 | 3.13     | 35.99 | 0.81  |
|                      | 滞止线排 | 2.88     | 33.17 | 0.74  |
|                      | SS 排 | 2.68     | 30.84 | 0.69  |
| 1 450 rad/s<br>(负攻角) | PS 排 | 3.04     | 35.02 | 0.79  |
|                      | 滞止线排 | 3.03     | 34.84 | 0.78  |
|                      | SS 排 | 2.62     | 30.14 | 0.67  |

排孔出流的冷却工质当地吹风比降低了 10.67%,导致 SS 排出流的冷却剂动量远小于主流,降低了气膜覆盖的效果。

以吹风比  $M=0.75$  为例,通过分析不同旋转角速度条件下参考界面上的流线和压力分布情况(见图 14),进一步揭示前缘冷却工质方向差异的原因。当旋转角速度为 1 350 rad/s(正攻角)时,PS 排孔出流的冷却工质基本流向 PS,滞止线排孔上半部分区域( $Y/H=0.58\sim 1.0$ )的冷却工质基本向 SS 偏转。由于 SS 上的相对压力较低,出流后向 SS 偏转的冷却工质顺利与主流混合流入 SS。同时,主流加速了冷却工质,进一步降低了壁面附近的低压,导致 SS 的法向压力降低。因此,1 350 rad/s(正攻角)时冷却工质出流后更容易贴附和覆盖前缘 SS。当旋转角速度为 1 400 rad/s(零攻角)时,PS 排和 SS 排气膜孔出流的冷却工

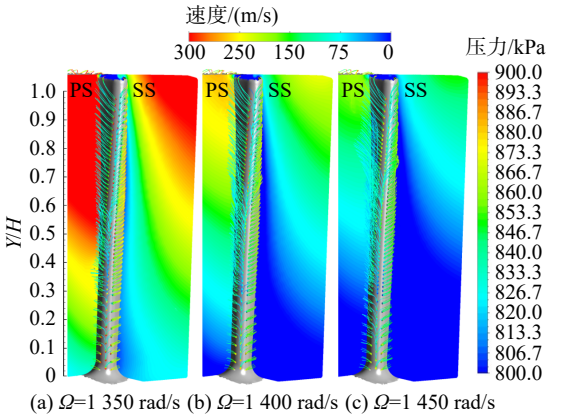


图 14 当  $M=0.75$ ,不同旋转角速度下参考截面流线和压力分布

Fig. 14 Streamlines and pressure distribution of different rotational angular velocities when  $M=0.75$



质分别流向 PS 和 SS, 滞止线排孔大部分区域 ( $Y/H=0\sim 0.68$  和  $Y/H=0.86\sim 1.0$ ) 出流的冷却工质平均流向 PS 和 SS。当旋转角速度为  $1450\text{ rad/s}$  (负攻角) 时, PS 排和 SS 排气膜孔出流的冷却工质同样分别流向 PS 和 SS, 滞止线排孔出流的冷却工质整体上向 PS 偏转程度较高。然而, 在  $Y/H=0.7$  附近区域, 从滞止线排孔出流偏向 PS 的冷却工质发生了一定程度的吹飞现象, 射流直接进入主流进行掺混。

图 15 为  $M=0.75$  条件下 3 排气膜孔内腔截面上的压力与流线分布。因为一个截面无法完整地截取弯扭涡轮叶片前缘单排孔的内腔, 所以采用 3 个截面截取并将结果拼接来进行分析。压力分布等值线图的左侧为主流通道侧, 右侧为冷却工质通道侧, 冷却工质从右向左经过气膜孔流出。

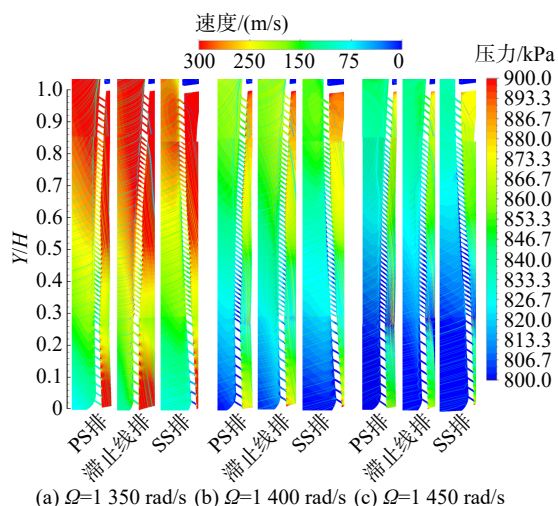


图 15 当  $M=0.75$ , 3 排气膜孔内腔截面上的压力分布

Fig. 15 Pressure distribution on the cross-section of the inner cavity of the three film holes when  $M=0.75$

从压力分布情况而言, 3 种旋转角速度条件下, 3 排气膜孔进口处压力均高于气膜孔出口处压力, 使得冷却工质能够顺利出流形成气膜覆盖。从流线分布情况而言, 当旋转角速度为  $1350\text{ rad/s}$  时, 冷却工质从 3 排气膜孔出流后的贴附壁面性能较好, 且滞止线排气膜孔与其余两排孔交错布置有助于实现均匀的气膜贴附效果, 明显提高了叶片前缘 SS 的  $\eta$  水平。当旋转角速度为  $1400\text{ rad/s}$  时, 冷却工质从 PS 排气膜孔的  $0.66<Y/H<0.84$  区域和滞止线排气膜孔的  $0.36<Y/H<0.68$  区域出流后流线与壁面距离相对较远。此外, 当旋转角速度为  $1450\text{ rad/s}$  时, 冷却工质从 PS 排气膜孔的  $0.56<Y/H<0.74$  区域和滞止线排气膜孔的

$0.56<Y/H<0.74$  区域出流后流线与壁面距离相对较远。因此, 此时冷却工质与主流均发生一定程度的掺混, 降低了冷却工质的贴附性能和气膜覆盖效果。在吹风比从  $0.75$  增大到  $1.25$  过程中, 由于冷却工质出口动量的增加, 从这些区域出流的冷却工质会出现部分吹飞现象, 从而降低前缘  $\eta$  水平。

## 2.2 展向平均气膜冷却效率

### 2.2.1 吹风比对展向平均气膜冷却效率的影响

图 16~图 18 给出了不同旋转角速度下吹风比对前缘面  $\bar{\eta}$  的影响。图 16 展示了旋转角速度为  $1350\text{ rad/s}$  (正攻角) 时, 前缘区域  $\bar{\eta}$  随吹风比的变化曲线。前缘区域  $\bar{\eta}$  随着吹风比的增大呈现非线性变化规律, 而且具体区域上的变化有所不同。在  $-5.5<X/D<-3.2$  区域上,  $\bar{\eta}$  随吹风比的增大先减小后增大, 最佳吹风比为  $M=1.25$ 。在  $-3.2<X/D<-0.6$  区域上,  $\bar{\eta}$  随吹风比的增大而增大, 最佳吹风比为  $M=1.25$ 。在  $-0.6<X/D<1.0$  区域上,  $\bar{\eta}$  随吹风比的增大先增大后减小, 最佳吹风比为  $M=0.75$ 。

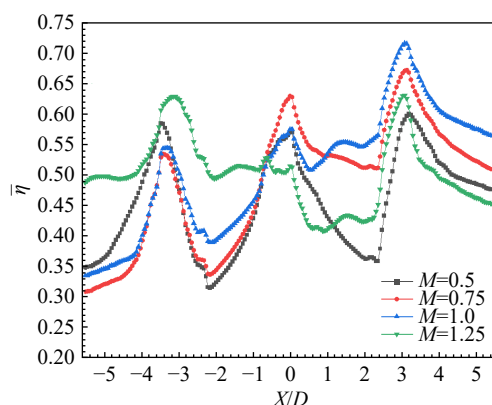


图 16 旋转角速度为  $1350\text{ rad/s}$  时的  $\bar{\eta}$

Fig. 16  $\bar{\eta}$  at a rotational angular velocity of  $1350\text{ rad/s}$

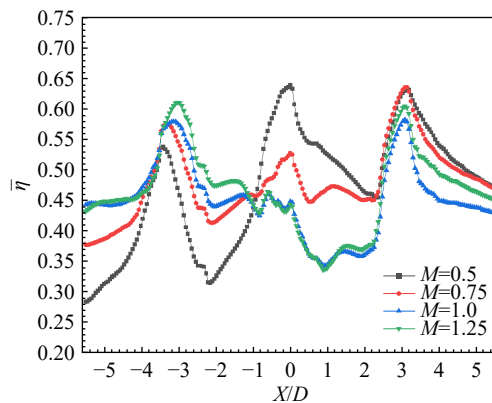
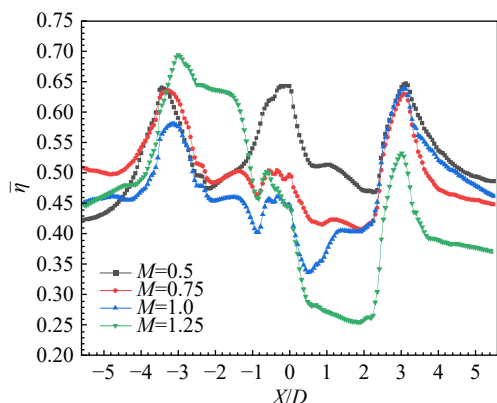


图 17 旋转角速度为  $1400\text{ rad/s}$  时的  $\bar{\eta}$

Fig. 17  $\bar{\eta}$  at a rotational angular velocity of  $1400\text{ rad/s}$

图 18 旋转角速度为 1450 rad/s 时的  $\bar{\eta}$ Fig. 18  $\bar{\eta}$  at a rotational angular velocity of 1450 rad/s

在  $1.0 < X/D < 5.5$  区域上,  $\bar{\eta}$  随吹风比的增大先增大后减小, 最佳吹风比为  $M=1.0$ , 这主要是由于此时前缘滞止线排和 SS 排气膜孔排上的部分射流发生吹飞现象, 导致  $\bar{\eta}$  水平降低。当吹风比  $M=0.5$  时, 虽然出流的冷却工质有足够的动量到达表面, 但是不足以穿透到主流中; 此外, 冷却工质射流动量较小, 形成的气膜尾迹不仅相对较短而且其方向容易受到主流的支配。滞止线排孔获得的  $\bar{\eta}$  偏低的原因在于  $0.76 < Y/H < 0.96$  区域上滞止线排孔出流效果较差(见图 9(a)), 该区域出现回流现象, 导致原本应从滞止线排孔出流的冷却工质回流到前缘冷气腔, 并分别从 PS 排和 SS 排孔出流, 这也是在  $-5.5 < X/D < -3.2$  区域上  $M=0.5$  情况获得的  $\bar{\eta}$  高于  $M=0.75$  和  $M=1.0$  情况的原因。

图 17 展示了旋转角速度为 1400 rad/s(零攻角)时, 前缘区域  $\bar{\eta}$  随吹风比的变化曲线。同样, 前缘区域  $\bar{\eta}$  随着吹风比的增大呈现复杂且非线性变化规律, 而且具体区域上的变化有所不同。在  $-3.6 < X/D < -1.0$  区域上,  $\bar{\eta}$  随吹风比的增大呈现增大趋势, 但是在  $M=1.25$  时与  $M=1.0$  的水平接近, 说明此时部分冷却工质发生吹飞现象并脱离叶片表面。在  $-3.6 < X/D < -1.0$  区域上,  $\bar{\eta}$  随吹风比的增大而增大, 最佳吹风比为  $M=1.25$ 。在  $-1.0 < X/D < 1.0$  区域上,  $\bar{\eta}$  随吹风比的增大呈现出降低趋势, 最佳吹风比为  $M=0.5$ ; 随着吹风比从  $M=0.5$  增大到  $M=0.75$  时, 从滞止线排孔出流的冷却工质具备与主流相当的动量, 导致部分冷却工质穿透主流进行掺混, 从而降低了冷却效果; 当吹风比增大至  $M=1.0$  和  $M=1.25$ , 吹飞现象更加明显, 而且  $\bar{\eta}$  水平非常接近。在  $3.0 < X/D < 5.5$  区域上,  $\bar{\eta}$  随吹风比的增大先降低后增大, 最佳吹风比为  $M=0.5$ 。基于  $\bar{\eta}$  结果可得, 零攻角时前缘大部分区域的滞止线处

在  $X/D=0.5$ , 即上述分析在  $0.34 < Y/H < 0.62$  区域上, 滞止线处在滞止线排孔中心连线附近且略微靠近 SS。

以没有出现吹飞现象的  $M=0.5$  为例, 来分析高速旋转条件下受到的旋转附加力, 如图 19 所示。在前缘腔内冷气受到的哥氏力在  $aa'$  截面上的分量直接朝向滞止线排气膜孔, 导致冷却工质更容易从滞止线排孔出流, 即从滞止线排孔出流的冷却工质流量大。这也是  $M=0.5$  时滞止线排孔获得的展向平均气膜冷却效率水平高的原因。哥氏力在  $aa'$  截面上的分量使得更多流量的冷却工质从低半径位置出流。哥氏力在  $bb'$  截面上的分量使得冷却工质向 PS 挤压, 有益于冷却工质顺利从前缘 PS 排气膜孔出流。前期采用相同叶片在低转速开展的实验结果表明, 在零攻角(550 r/min)时, 当吹风比一定, 前缘 PS 冷却效率水平高于 SS 的。这是因为在冷却工质出流之前, 前缘腔内冷却工质在哥氏力作用下朝向 PS 流动; 在冷却工质出流后, 受到的哥氏力方向为垂直于冷却工质流向并指向 PS, 使得前缘外壁面的冷却工质向叶高方向流动的同时偏向于 PS。此外, 低速实验结果显示  $\bar{\eta}$  随着吹风比的增大而增大, 并未发生吹飞现象。因此, 对比采用相同弯扭涡轮叶片前缘在低转速和高转速(设计点)的  $\bar{\eta}$  分布可得, 在实际运行高转速下, 冷却工质在前缘冷气腔内受到哥氏力的影响下, 哥氏力在  $aa'$  截面上的分量作用占比大于在  $bb'$  截面上的分量作用的, 这也解释

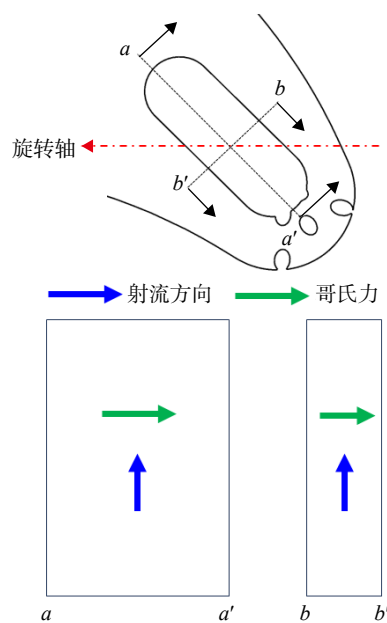


图 19 冷却工质受力分析

Fig. 19 Analysis of the forces acting on the coolant

了在吹风比增大时滞止线排孔冷却工质发生吹飞现象。

图 18 展示了旋转角速度为 1450 rad/s(负攻角)时,前缘区域 $\bar{\eta}$ 随吹风比的变化曲线。整体而言,前缘区域 $\bar{\eta}$ 随着吹风比的增大呈现复杂且非线性变化规律,具体区域上的变化有所不同。在 $-5.5 < X/D < -3.75$ 区域上, $\bar{\eta}$ 随吹风比的增大呈现先增大,然后减小,最后再增大的非线性变化,最佳吹风比为 $M=0.75$ 。在 $-3.4 < X/D < -1.4$ 区域上, $\bar{\eta}$ 同样随吹风比的增大呈现先增大,然后减小,最后再增大的非线性变化的趋势,最佳吹风比为 $M=1.25$ 。在 $0 < X/D < 2.2$ 区域上, $\bar{\eta}$ 随吹风比的增大而减小,最佳吹风比为 $M=0.5$ 。在 $2.2 < X/D < 3.0$ 区域上, $\bar{\eta}$ 随吹风比的增大先保持基本不变然后降低趋势,其中 $M=0.5$ , $M=0.75$ 和 $M=1.0$ 获得的 $\bar{\eta}$ 水平基本一致。在 $0 < X/D < 2.2$ 区域上, $\bar{\eta}$ 随吹风比的增大先减小后增大,最佳吹风比为 $M=1.25$ 。 $3.0 < X/D < 5.5$ 区域上, $\bar{\eta}$ 随吹风比的增大先减小,然后增大,最后再减小的非线性变化的规律,最佳吹风比为 $M=0.5$ 。

### 2.2.2 旋转对展向平均气膜冷却效率的影响

图 20~图 23 展示了不同旋转角速度条件下吹风比对 $\bar{\eta}$ 的影响规律。当吹风比一定时, $\bar{\eta}$ 随着旋转角速度增大的变化是非线性的,不同区域呈现的变化趋势不同。

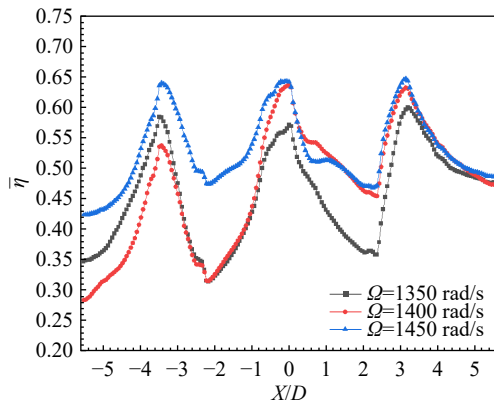


图 20  $M=0.5$  时的 $\bar{\eta}$

Fig. 20  $\bar{\eta}$  of  $M=0.5$

当 $M=0.5$ 时,从图 20 可得, $-5.5 < X/D < -2.2$ 区域上的 $\bar{\eta}$ 随着旋转角速度的增大呈现先减小后增大的非线性变化规律,旋转角速度为 1450 rad/s 情况提供的气膜冷却效率水平最高。 $-2.2 < X/D < 0$ 和 $1.4 < X/D < 5.5$ 区域上的 $\bar{\eta}$ 随着旋转角速度的增大呈现增大趋势,旋转角速度为 1450 rad/s 情况

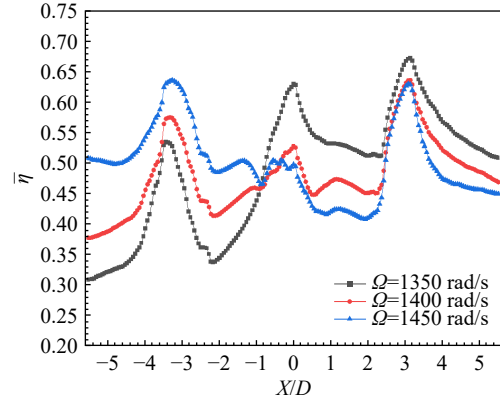


图 21 吹风比  $M=0.75$  时的 $\bar{\eta}$

Fig. 21  $\bar{\eta}$  of  $M=0.75$

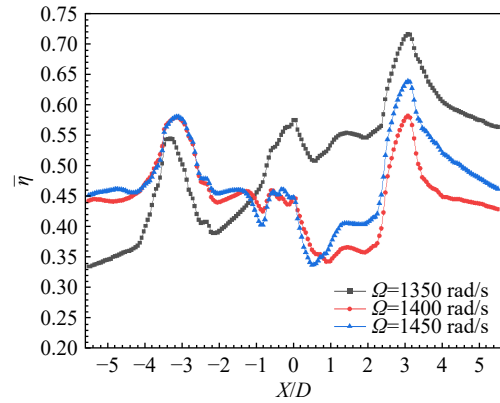


图 22 吹风比  $M=1.0$  时的 $\bar{\eta}$

Fig. 22  $\bar{\eta}$  of  $M=1.0$

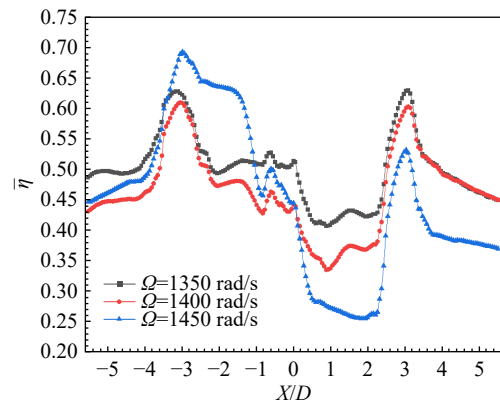


图 23 吹风比  $M=1.25$  时的 $\bar{\eta}$

Fig. 23  $\bar{\eta}$  of  $M=1.25$

提供的气膜冷却效率水平最高。在 $0 < X/D < 1.4$ 区域上, $\bar{\eta}$ 随着旋转角速度的增大先增大后降低,旋转角速度为 1400 rad/s 最佳。

当 $M=0.75$ 时,从图 21 可得,在 $-5.5 < X/D < -0.8$ 区域上, $\bar{\eta}$ 随着旋转角速度的增大而增大,旋转角速度为 1450 rad/s 情况提供的气膜冷却效率水平最高。在 $-0.4 < X/D < 5.5$ 区域上, $\bar{\eta}$ 随着旋转角速度的增大而



增大, 旋转角速度为 1 350 rad/s 情况提供的  $\bar{\eta}$  水平最高。当  $M=1.0$  时, 从图 22 可得, 前缘  $\bar{\eta}$  随旋转角速度变化的趋势与  $M=0.75$  类似。

当  $M=1.25$  时, 从图 23 可得, 在  $-5.5 < X/D < -3.6$  区域上,  $\bar{\eta}$  随着旋转角速度的增大先减小后增大, 旋转角速度为 1 350 rad/s 情况提供的气膜冷却效率水平最高。在  $-3.6 < X/D < -1.0$  区域上,  $\bar{\eta}$  随着旋转角速度的增大先减小后增大, 旋转角速度为 1 450 rad/s 情况提供的气膜冷却效率水平最高。在  $0 < X/D < 5.5$  区域上,  $\bar{\eta}$  随着旋转角速度的增大整体呈现减小的趋势, 旋转角速度为 1 450 rad/s 情况提供的  $\bar{\eta}$  水平最低。

以  $M=0.75$  为例, 来分析旋转角速度对前缘  $\bar{\eta}$  的影响。当旋转角速度为 1 350 rad/s 时, PS ( $-5.5 < X/D < 0$ ) 和 SS ( $0 < X/D < 5.5$ ) 区域上  $\bar{\eta}$  分别为 0.416 1 和 0.559。因为在低于设计点旋转角速度(正攻角)下, 前缘大部分区域的滞止线位于滞止线排和 PS 排之间, 导致从滞止线排孔出流的冷却工质流向 SS, 较好地填充和覆盖 SS 排孔-孔之间的区域, 进而提高了气膜冷却效率水平。当旋转角速度为 1 400 rad/s 时, PS ( $-5.5 < X/D < 0$ ) 和 SS ( $0 < X/D < 5.5$ ) 区域上  $\bar{\eta}$  分别为 0.456 6 和 0.504 1。因为在设计点旋转角速度(零攻角)下, 前缘滞止线基本上处在滞止线排孔中心连线上, 导致从滞止线排孔出流的冷却工质部分流向 PS 和 SS, 并有效填充覆盖 PS 和 SS 排相邻气膜孔之间区域, 提高气膜覆盖面积和效果。当旋转角速度为 1 450 rad/s 时, PS ( $-5.5 < X/D < 0$ ) 和 SS ( $0 < X/D < 5.5$ ) 区域上  $\bar{\eta}$  分别为 0.523 4 和 0.472 2。因为在高于设计点旋转角速度(负攻角)下, 前缘大部分区域的滞止线位于滞止线排和 SS 排之间, 导致从滞止线排孔出流的冷却工质流向 PS, 较好地填充和覆盖 PS 排孔-孔之间的区域, 进而提高了气膜冷却效率水平。

以  $M=0.75$  为例, 结合韩枫等人前期采用相同弯扭涡轮叶片完成的实验结果, 来对比分析高转速和低转速条件下  $\bar{\eta}$  随旋转角速度(攻角)变化。实验采用 TLC 测温技术, 在低速风洞中完成了不同旋转角速度对涡轮叶片前缘气膜冷却特性影响实验研究。由于实验能力限制, 实验转速为 400 r/min (41.89 rad/s, 正攻角)、550 r/min (57.6 rad/s, 零攻角) 和 700 r/min (73.3 rad/s, 负攻角), 冷却工质采用氮气(射流-主流密度比 1.04), 主流和射流温度分别为 315 K 和 298 K, 不同旋转角速度下  $\bar{\eta}$

分布如图 24 所示<sup>[37]</sup>。与图 20 对比可得, 当吹风比  $M=0.75$  时, 在正攻角、零攻角和负攻角条件下, 低转速条件下获得的  $\bar{\eta}$  水平均低于高转速条件下的。该现象是由于与低转速相比, 高转速下冷却工质在前缘腔内受到的哥氏力在  $aa'$  截面上的分量作用占比大于在  $bb'$  截面上的分量作用(见图 18), 导致高转速条件下冷却工质从气膜孔出流的动量增大, 更易突破主流压制形成气膜覆盖。

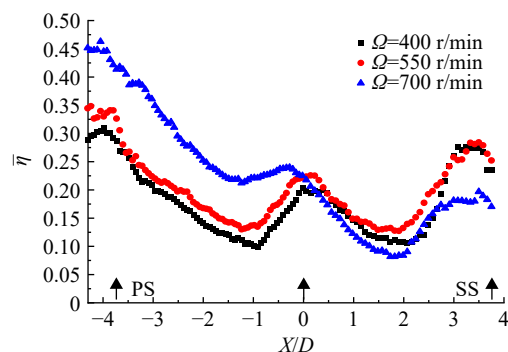


图 24 吹风比  $M=0.75$ , 不同转速下  $\bar{\eta}$

Fig. 24 Effect of rotating speed on the  $\bar{\eta}$  when  $M=0.75$

当旋转角速度为 41.89 rad/s (400 r/min, 正攻角), PS ( $-4.3 < X/D < 0$ ) 和 SS ( $0 < X/D < 3.75$ ) 区域上  $\bar{\eta}$  分别为 0.215 和 0.176 (PS 的  $\bar{\eta}$  较高), 这与高转速条件下数值模拟结果不同。该现象与研究的前缘区域范围直接相关, 本文研究的区间为  $(-5.5D, 5.5D)$ , 实验测试区域为图 1 中前缘区域 2 (展向孔间距为  $2.5D$ ), 且由于拍摄角度限制实验研究的区间为  $(-4.3D, 3.75D)$ , 无法获得区域  $(3.75D, 4.3D)$  的数据。当旋转角速度为 57.6 rad/s (550 r/min, 零攻角), PS ( $-4.3 < X/D < 0$ ) 和 SS ( $0 < X/D < 3.75$ ) 区域上  $\bar{\eta}$  分别为 0.246 和 0.193。当旋转角速度为 73.3 rad/s (700 r/min, 负攻角), PS ( $-4.3 < X/D < 0$ ) 和 SS ( $0 < X/D < 3.75$ ) 区域上  $\bar{\eta}$  分别为 0.328 和 0.145。低转速条件下, 零攻角和负攻角对前缘  $\bar{\eta}$  的影响与高转速相同。

### 2.3 面平均气膜冷却效率

为更好地分析吹风比和旋转(攻角)对弯扭涡轮叶片前缘气膜冷却特性的影响, 表 4 给出了旋转速度分别为 1 350、1 400 rad/s 及 1 450 rad/s 时, 不同吹风比 ( $M=0.5, 0.75, 1.0, 2.0$ ) 下前缘面平均气膜冷却效率 ( $\bar{\eta}_{\text{area}}$ )。当旋转角速度低于设计点 (1 350 rad/s),  $\bar{\eta}_{\text{area}}$  随着吹风比的增大呈现先增大后降低趋势, 最佳吹风比为  $M=1.0$ 。当旋转角速度等于设计点 (1 400 rad/s),  $\bar{\eta}_{\text{area}}$  随着吹风比从

表 4 不同工况下前缘 $\bar{\eta}_{\text{area}}$ 数值  
Table 4  $\bar{\eta}_{\text{area}}$  on the leading edge surface at different operating conditions

| 旋转角速度/<br>(rad/s) | $\bar{\eta}_{\text{area}}$ |          |         |          |
|-------------------|----------------------------|----------|---------|----------|
|                   | $M=0.5$                    | $M=0.75$ | $M=1.0$ | $M=1.25$ |
| 1 350             | 0.415 6                    | 0.482 9  | 0.484 3 | 0.473 4  |
| 1 400             | 0.496 8                    | 0.488 3  | 0.470 4 | 0.435 5  |
| 1 450             | 0.506 9                    | 0.472 8  | 0.443 8 | 0.422 3  |

$M=0.5$  增大至  $M=1.0$  时略微降低, 当吹风比继续增大至  $M=1.25$  时降低幅度相对明显, 最佳吹风比为  $M=0.5$ 。当吹风比增大至  $M=1.25$  时, 高动量冷却工质穿透主流气流, 脱离叶片前缘表面。因此, 在吹风比较高的情况下, 前缘冷却效率降低。Yang 等<sup>[38]</sup> 数值模拟结果同样发现高吹风比 ( $M>1.0$ ) 降低了前缘气膜冷却效率。当旋转角速度等于设计点 (1 450 rad/s),  $\bar{\eta}_{\text{area}}$  随着吹风比增大逐渐降低, 最佳吹风比为  $M=0.5$ 。

与吹风比一样, 不同的旋转角速度能够改变高温燃气冲击前缘区域的角度, 从而改变冷却工质射流的方向, 因此旋转角速度 (攻角) 在决定弯扭涡轮叶片前缘气膜冷却效率分布方面的作用至关重要。当吹风比  $M=0.5$  时, 随着旋转角速度的增大 (攻角从正攻角变至零攻角再到负攻角), 弯扭涡轮叶片前缘 $\bar{\eta}_{\text{area}}$  逐渐增大,  $\bar{\eta}_{\text{area}}$  最大增幅为 21.97%。当吹风比  $M=0.75$  时, 随着旋转角速度的增大, 弯扭涡轮叶片前缘 $\bar{\eta}_{\text{area}}$  先增大后降低。当吹风比  $M=1.0$  和 1.25 时, 随着旋转角速度的增大, 弯扭涡轮叶片前缘 $\bar{\eta}_{\text{area}}$  逐渐减小。因此, 旋转角速度为 1 350 rad/s (正攻角) 对应的最佳吹风比范围为  $M=0.75\sim 1.25$ , 旋转角速度为 1 400 rad/s (零攻角) 对应的最佳吹风比范围为  $M=0.75\sim 1.0$ , 旋转角速度为 1 450 rad/s (负攻角) 对应的最佳吹风比范围为  $M=0.5\sim 0.75$ 。然而, Ahn 等<sup>[17]</sup> 采用直叶片获得实验结果显示, 当吹风比  $M=0.5$  和 1.0 时, 前缘 $\bar{\eta}_{\text{area}}$  数值均随着转速的增大 (转速从 2 400 r/min 增大至 3 000 r/min, 攻角从正攻角变至零攻角再到负攻角) 先减小后增大; 当  $M=2.0$  时,  $\bar{\eta}_{\text{area}}$  随转速的增加而增加。该现象与采用的涡轮叶片几何形状密不可分, Ahn 等<sup>[17]</sup> 实验使用简化的直叶片, 本文使用的是实际弯扭涡轮叶片。当零攻角时, 采用简化直叶片获得的前缘滞止线从叶根向叶尖倾斜; 使用设计较好的实际弯扭叶片获得的前缘滞止线处在滞止线排孔中心线附近。此外,

韩枫等人前期的低速 (400~700 r/min) 实验研究发现, 对于所有吹风比 (0.5~2.0) 情况,  $\bar{\eta}_{\text{area}}$  随转速的增大而增大<sup>[37]</sup>。该现象应该与高转速运行条件下, 冷却工质受到的哥氏力和离心力比低转速条件下倍增直接相关。因此, 关于涡轮叶片前缘气膜冷却特性研究, 当吹风比一定时, 采用简化直叶片和弯扭叶片, 在低速轴流涡轮的实验和实际高速旋转状态下, 获得的 $\bar{\eta}_{\text{area}}$  随旋转角速度增大 (攻角从正变至零再到负) 的变化规律尚不统一。

### 3 结 论

本文采用真实的弯扭涡轮叶片, 在实际高速旋转状态下, 进行了攻角和  $M$  对前缘区域 $\eta$ 影响的数值模拟研究。主要研究结论如下:

1) 攻角对于弯扭涡轮叶片前缘气膜冷却效率分布情况至关重要。随旋转角速度增大 (攻角从正变至零再到负), 滞止线的位置从 PS 排和滞止线排孔之间, 先移动至滞止线排孔中心连线附近, 再移动至滞止线排和 SS 排孔之间。

2) 当前缘无吹飞现象 ( $M=0.5$ ), 前缘腔内冷气受到的哥氏力分量直接朝向滞止线排孔, 不仅使得冷却工质更容易从滞止线排孔出流, 而且使得更多流量的冷却工质从低半径位置出流, 这是  $M=0.5$  时滞止线排孔获得的 $\bar{\eta}$ 水平高的原因; 哥氏力的另一分量使得冷却工质向 PS 挤压, 有益于冷却工质顺利从 PS 排孔出流。

3) 当旋转角速度为 1 350 rad/s (正攻角),  $\bar{\eta}_{\text{area}}$  随着  $M$  的增大先增大后降低; 当旋转角速度为 1 400 rad/s (零攻角) 和 1 450 rad/s (负攻角),  $\bar{\eta}_{\text{area}}$  均随着  $M$  增大逐渐降低。当  $M=0.5$  时, 随着旋转角速度的增大,  $\bar{\eta}_{\text{area}}$  逐渐增大, 最大增幅为 21.97%。当  $M=0.75$  时, 随着旋转角速度的增大,  $\bar{\eta}_{\text{area}}$  先增大后降低。当  $M=1.0$  和 1.25 时, 随着旋转角速度的增大,  $\bar{\eta}_{\text{area}}$  逐渐减小。正攻角、零攻角和负攻角对应的最佳  $M$  范围分别为 0.75~1.25、0.75~1.0 和 0.5~0.75。

4) 当  $M$  一定时, 采用简化直叶片和弯扭叶片, 在低速轴流涡轮的实验和实际高速旋转状态下, 获得的叶片前缘 $\bar{\eta}_{\text{area}}$  随旋转角速度增大 (攻角从正变至零再到负) 增大的变化规律尚不统一, 这与高转速下冷却工质受到的哥氏力、离心力和浮升力等旋转附加力倍增直接相关。

## 参考文献:

- [1] 孔祥灿, 张子卿, 朱俊强, 等. 航空发动机气冷涡轮叶片冷却结构研究进展[J]. *推进技术*, 2022, 43(5): 200632.  
Kong Xiangcan, Zhang Ziqing, Zhu Junqiang, et al. Research progress on cooling structure of aeroengine air-cooled turbine blade[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2022, 43(5): 200632. (in Chinese)
- [2] Han Feng, Bi Shuai, Mao Junkui, et al. Film cooling effectiveness of a leading-edge cooling array of a rotating turbine blade with twist[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2023, 225: 120175.
- [3] Xie Gang, Tao Zhi, Zhou Zhiyu, et al. Hole arrangement effect to film cooling performance on leading edge region of rotating blade[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2021, 169: 107034.
- [4] Han Feng, Wang Lingyang, Zhang Shuhao, et al. Experimental investigations on the heat transfer characteristic of impingement/swirl cooling structures inside turbine blade leading edge[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2024, 150: 107197.
- [5] Han Feng, Wang Lingyang, Pu Haotian, et al. Experimental investigations on flow characteristics of impingement/swirl cooling structures inside a blade leading edge[J]. *Physics of Fluids*, 2023, 35(11): 115103.
- [6] 郭文, 王鹏飞. 涡轮叶片冷却技术分析[J]. *航空动力*, 2020(6): 55-58.  
Guo Wen, Wang Pengfei. Analysis of cooling configurations for turbine blade[J]. *Aerospace Power*, 2020(6): 55-58. (in Chinese)
- [7] Park S H, Kang Y J, Seo H J, et al. Experimental optimization of a fan-shaped film cooling hole with 30 degrees-injection angle and 6-hole length-to-diameter ratio[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, 144: 118652.
- [8] Mick W J, Mayle R E. Stagnation film cooling and heat transfer, including its effect within the hole pattern[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1988, 110(1): 66-72.
- [9] Ekkad S V, Han J C, Du H. Detailed film cooling measurements on a cylindrical leading edge model: effect of free-stream turbulence and coolant density[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1998, 120(4): 799-807.
- [10] Ou S, Rivir R B. Leading edge film cooling heat transfer with high free stream turbulence using a transient liquid crystal image method[J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2001, 22(6): 614-623.
- [11] Kim Y J, Kim S M. Influence of shaped injection holes on turbine blade leading edge film cooling[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2004, 47(2): 245-256.
- [12] Liu Cunliang, Zhu Huiren, Zhang Xia, et al. Experimental investigation on the leading edge film cooling of cylindrical and laid-back holes with different radial angles[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014, 71: 615-625.
- [13] Liu C L, Zhu H R, Zhang Z W. Experimental investigation on the leading edge film cooling of cylindrical and laid-back holes with different hole pitches[R]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014, 71: 615-625.
- [14] Chowdhury N H K, Qureshi S A, Zhang Mingjie, et al. Influence of turbine blade leading edge shape on film cooling with cylindrical holes[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, 115: 895-908.
- [15] Dring R P, Blair M F, Joslyn H D. An experimental investigation of film cooling on a turbine rotor blade[J]. *Journal of Engineering for Power*, 1980, 102(1): 81-87.
- [16] Ahn J, Schobeiri M T, Han J C, et al. Film cooling effectiveness on the leading edge region of a rotating turbine blade with two rows of film cooling holes using pressure sensitive paint[J]. *Journal of Heat Transfer*, 2006, 128(9): 879-888.
- [17] Ahn J, Schobeiri M T, Han J C, et al. Effect of rotation on leading edge region film cooling of a gas turbine blade with three rows of film cooling holes[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2007, 50(1/2): 15-25.
- [18] Yang H T, Chen H C, Han J C, et al. Numerical prediction of film cooling and heat transfer on the leading edge of a rotating blade in a 1-1/2 turbine stage[R]. ASME Paper IMECE2004-59599, 2004.
- [19] Yang Huitao, Chen H C, Han J C, et al. Film-cooling prediction on rotor blade leading edge in 1-1/2 turbine stage[J]. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2008, 22(2): 201-209.
- [20] Li Haiwang, Han Feng, Wang Haichao, et al. Film cooling characteristics on the leading edge of a rotating turbine blade with various mainstream Reynolds numbers and coolant densities[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, 127: 833-846.
- [21] Li Haiwang, Han Feng, Zhou Zhiyu, et al. Experimental investigations of the effects of the injection angle and blowing ratio on the leading-edge film cooling of a rotating twisted turbine blade[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, 127: 856-869.
- [22] Li Haiwang, Han Feng, Ma Yiwen, et al. Experimental investigation on the effects of rotation and the blowing ratio on the leading-edge film cooling of a twist turbine blade[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, 129: 47-58.
- [23] Han Feng, Guo Hong, Ding Xiaofeng, et al. Experimental investigation on the effects of hole pitch and blowing ratio on the leading edge region film cooling of a rotating twist turbine blade[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, 150: 119380.
- [24] Li Haiwang, Zhang Dawei, Han Feng, et al. Experimental investigation on the effect of hole diameter on the leading edge region film cooling of a twist turbine blade under rotation conditions[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2021, 184: 116386.
- [25] 韩枫, 李海旺. 出流角对旋转涡轮叶片前缘气膜冷却影响[J]. *工程热物理学报*, 2020, 41(2): 320-328.  
Han Feng, Li Haiwang. Effect of the injection angle on the leading edge film cooling of a rotating turbine blade[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2020, 41(2): 320-328. (in Chinese)
- [26] Yan H N, Liu C L, Zhang L, et al. Experimental investigation of the effects of thermal barrier coating on twisted blade full film cooling[R]. Rotterdam, Netherlands: ASME Turbo Expo 2022: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, 2022.
- [27] Zhao Y C, Gao H S, Wen Z X, et al. Film cooling of showerhead holes from the twisted leading edge of a gas turbine blade: Complex mainstream characteristics and reasonable angle arrangement[J]. *Aerospace Science and Technology*, 2021, 119: 107208.
- [28] Zeng Lingyu, Chen Pingting, Li Xueying, et al. Influence of simplifications of blade in gas turbine on film cooling performance[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2018, 128: 877-886.
- [29] Yeraneek K, Rao Yu. A review of recent studies on rotating internal cooling for gas turbine blades[J]. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2021, 34(7): 85-113.
- [30] Maikell J, Bogard D, Piggush J, et al. Experimental simulation of a film cooled turbine blade leading edge including thermal barrier coating effects[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2011, 133: 011014.
- [31] Xie Gang, Tao Zhi, Zhou Zhiyu, et al. Effect of leading edge diameter ratio and mainstream Reynolds number on film cooling performance of rotating blade leading edge[J]. *Applied Thermal Engineering*



- neering, 2021, 186: 116047.
- [32] 谷萌, 谢刚, 周志宇, 等. 旋转条件下动叶前缘气膜孔排布局影响分析[J]. *航空动力学报*, 2023, 38(6): 1340-1349.  
Gu Meng, Xie Gang, Zhou Zhiyu, et al. Analysis on film cooling hole arrangement effect for rotating blade leading edge[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2023, 38(6): 1340-1349. (in Chinese)
- [33] Zheng Shaofei, Liu Guoqing, Lian Wenkai, et al. Fluid flow and heat transfer in a rectangular ribbed channel with a hierarchical design for turbine blade internal cooling[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2022, 217: 119183.
- [34] Zheng Shaofei, Liu Guoqing, Zhang Yi, et al. Performance evaluation with turbulent flow and heat transfer characteristics in rectangular cooling channels with various novel hierarchical rib schemes [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2023, 214: 124459.
- [35] Menter F R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications[J]. *AIAA Journal*, 1994, 32(8): 1598-1605.
- [36] Schobeiri M T, Suryanarayanan A, Jermann C, et al. A comparative aerodynamic and performance study of a three-stage high pressure turbine with 3-D bowed blades and cylindrical blades[C]// ASME Turbo Expo 2004: Power for Land, Sea, and Air. Vienna, Austria: ASME, 2004: 1237-1246.
- [37] 韩枫, 李海旺, 马慧文, 等. 旋转对弯扭涡轮叶片前缘气膜冷却的影响[J]. *航空动力学报*, 2019, 34(6): 1352-1363.  
Han Feng, Li Haiwang, Ma Yiwen, et al. Effect of rotation on the leading-edge region film cooling of a twisted turbine blade[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2019, 34(6): 1352-1363. (in Chinese)
- [38] Yang H T, Chen H C, Han J C, et al. Numerical prediction of film cooling and heat transfer on the leading edge of a rotating blade with two rows holes in a 1-1/2 turbine stage at design and off design conditions[R]. ASME Paper GT2005-68335, 2005.

(编辑: 陈 越)