

# 气膜孔堵塞对凹槽叶顶冷却传热性能的影响

徐柯文, 何坤, 晏鑫

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

**摘要:** 采用数值方法,研究了燃气透平叶片气膜孔堵塞条件下凹槽叶顶的冷却传热性能,获得了3种吹风比  $M=0.5, 1.0, 1.5$  和不同堵塞比  $B=0, 0.2, 0.4, 0.6, 0.8$  条件下的凹槽叶顶的气膜冷却效率和传热系数分布。研究表明:气膜孔堵塞会导致凹槽叶顶气膜冷却性能下降、热负荷升高,堵塞比越大,凹槽叶顶的冷却传热性能越差。气膜孔堵塞显著改变了叶顶区域的流场结构,加剧冷气的抬升效应,导致冷气过早离开凹槽。吹风比是影响堵塞工况下凹槽叶顶冷却传热性能的重要因素,吹风比为1.0、堵塞比为0.8时,凹槽叶顶的面积平均气膜冷却效率相比于未堵塞时下降了64.88%、传热系数上升了13.01%。减小吹风比可以改善小堵塞比工况下的叶顶气膜冷却性能,吹风比为0.5、堵塞比为0.4时,叶顶平均气膜冷却效率仅下降了6.82%,但小吹风比会导致大堵塞比工况下的气膜冷却性能恶化严重,吹风比为0.5、堵塞比为0.8时,平均气膜冷却效率下降了82.09%。增大吹风比,可改善大堵塞比工况下的叶顶气膜冷却性能,吹风比为1.5、堵塞比为0.8条件下叶顶平均气膜冷却效率下降了51.34%、传热系数上升了11.52%。

**关键词:** 燃气透平; 凹槽叶顶; 气膜孔堵塞; 气膜冷却; 传热; 吹风比

**中图分类号:** TK474.7 **文献标志码:** A

**DOI:** 10.7652/xjtuxb202406013 **文章编号:** 0253-987X(2024)06-0139-14

## Effects of Film Cooling Hole Blockage on Cooling and Heat Transfer Performance at Squealer Tip

XU Kewen, HE Kun, YAN Xin

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

**Abstract:** Film cooling and heat transfer performance on the squealer tip with different degrees of cooling-hole blockage are investigated using numerical methods. The film cooling effectiveness and heat transfer coefficient distribution on the squealer tip are obtained under three blowing ratios ( $M=0.5, 1.0$ , and  $1.5$ ) and five different blockage ratios ( $B=0, 0.2, 0.4, 0.6$ , and  $0.8$ ). The results show that the cooling-hole blockage causes decrease of film cooling effect and increase of thermal load on the squealer tip. The film cooling effect and heat transfer performance on the squealer tip are deteriorated with increasing the blockage ratio. The blockage in film cooling holes significantly alters the flow structures in the squealer tip gap. With cooling-hole blockage, the lift-off effect of coolant in the squealer cavity will be aggravated, resulting in earlier leave of cooling flow from the squealer cavity. Generally, the blowing ratio is an important factor that affects the heat transfer and film cooling effect on the squealer tip under blockage conditions.

Compared with the unblocked cases, the area-averaged film cooling effectiveness on the squealer tip decreases by 64.88%, and the heat transfer coefficient increases by 13.01%, at blowing ratio  $M=1.0$  and blockage ratio  $B=0.8$ . Reducing the blowing ratio is conducive to the improvement of film cooling effectiveness on the squealer tip with small blockage ratio. The area-averaged film cooling effectiveness on the squealer tip only decreases by 6.82% at blowing ratio  $M=0.5$  and blocking ratio  $B=0.4$ . However, in the case of small blow ratio, for example  $M=0.5$ , the film cooling effect on the squealer tip is deteriorated significantly under the condition of large blockage ratio. At blowing ratio  $M=0.5$  and blocking ratio  $B=0.8$ , the area-averaged film cooling effectiveness on the squealer tip decreases by 82.09% compared with the unblocked case. The increase in blowing ratio can improve the film cooling effect on the squealer tip with large blockage ratio. Compared with the unblocked case, the area-averaged film cooling effectiveness on the squealer tip only decreases by 51.34% and the heat transfer coefficient increases by 11.52% at blowing ratio  $M=1.5$  and blockage ratio  $B=0.8$ .

**Keywords:** gas turbine; squealer tip; hole blockage; film cooling; heat transfer; blowing ratio

为了实现更高的循环热效率和比功率,现代燃气透平普遍运行在极高的进口温度下<sup>[1]</sup>。在燃气透平叶片通道中,叶顶间隙区域存在复杂的流动结构、承受着高热负荷,是透平叶片最难冷却且最容易发生烧蚀失效的部位之一。为了降低叶顶区域的热负荷,研发具有优良气热性能的叶顶结构<sup>[2]</sup>以及先进的气膜冷却技术<sup>[3]</sup>,是目前燃气透平研究领域的热点和难点。该方面的研究对于确保燃气透平运行安全、延长叶片运行寿命具有重要的学术意义和工程促进价值<sup>[4]</sup>。

凹槽叶顶是现代燃气透平动叶叶顶常用的结构。相对于传统平叶顶,凹槽叶顶具有较高的气动效率和降低的热负荷水平,因此备受研究者和设计人员青睐。为进一步提升凹槽叶顶的气热性能,研究者针对凹槽叶顶的结构优化设计、流动传热机理分析和气膜冷却性能增强方面开展了深入的研究工作。吴琛琦等<sup>[5]</sup>采用数值模拟方法研究了不同射流角度下带小翼凹槽叶顶的冷却传热性能,通过调整冷却孔的射流角,可使叶顶面积平均传热系数下降38%、气膜冷却效率增大42%。于金杏等<sup>[6]</sup>研究了压力侧气膜孔形状对凹槽叶顶冷却传热性能的影响,研究发现:小射流角时使用扩张孔代替圆孔后压力侧传热系数下降了22%,气膜冷却效率增加了43%。秦正等<sup>[7]</sup>搭建了凹槽叶顶冷却传热性能优化设计平台,获得了一种双肩壁凹槽叶顶的优化结构,与原始设计相比,优化后的叶顶结构传热系数下降24.96%、气膜冷却效率增加5.38%。

在提升凹槽叶顶冷却传热性能设计水平的同时,研究者也关注燃气透平实际运行条件对叶顶整

体气热性能的影响。在燃气透平实际运行过程中,气膜孔堵塞是最为常见的问题,造成气膜孔异物附着堵塞的原因主要包括热障涂层喷涂过程中的涂层材料堆积<sup>[8]</sup>、运行中吸入的灰尘杂质附着<sup>[9-10]</sup>和热障涂层材料剥落等。不同程度的气膜孔堵塞严重影响到叶片的气热性能和运行安全。Jovanovic等<sup>[11-12]</sup>研究了气膜孔堵塞条件下吹风比、堵塞位置、堵塞比和湍流强度对壁面气膜冷却性能的影响,发现一定程度的堵塞有时能提高气膜冷却性能。黄珂楠等<sup>[13]</sup>的研究表明,位于气膜孔前缘位置的局部堵塞会提高气膜孔出口处的气膜冷却效率,但位于气膜孔尾缘位置处的局部堵塞会导致气膜冷却效率降低,且降低程度随堵塞比的增大而越明显。Whitfield等<sup>[14]</sup>采用实验方法研究了热障涂层喷涂造成的气膜孔堵塞对气膜冷却效率的影响,发现在小吹风比时堵塞对气膜冷却性能的影响程度较小,但在大吹风比条件下,由于堵塞导致壁面平均气膜冷却效率下降了75%。Wang等<sup>[15]</sup>研究了气膜孔堵塞对壁面气膜冷却性能和压力损失的影响,发现堵塞比增大会导致气膜冷却效率迅速降低、压力损失增大。Tian等<sup>[16]</sup>的研究表明:堵塞物形状、堵塞比是影响壁面气膜冷却性能的主要因素;相比于四面体形状的堵塞,半球形堵塞会导致更差的气膜冷却性能。Lee等<sup>[17]</sup>研究了气膜孔粗糙度和堵塞对壁面气膜冷却性能的影响,发现当气膜孔堵塞率达到30%、60%时,平板壁面的气膜冷却效率相比于无堵塞时分别下降了7.7%、26%。

然而,上述的研究集中在分析堵塞程度对平板气膜冷却性能的影响,较少研究者关注气膜孔堵塞

条件下燃气透平叶片端壁、吸力面、压力面和尾缘等位置的气膜冷却性能。Bai 等<sup>[18]</sup>通过实验研究了气膜孔堵塞对燃气透平端壁气膜冷却性能的影响,指出堵塞比是影响端壁气膜冷却性能的主要因素,在大堵塞比时端壁气膜冷却效率可下降约 30%;相比于堵塞比,堵塞角对气膜冷却性能的影响较弱;在相同的堵塞比时,堵塞角的变化对气膜冷却效率的影响小于 10%。Zhang 等<sup>[19]</sup>研究了堵塞比和吹风比对燃气透平进口导叶吸力面气膜冷却性能的影响,当吹风比从 0.7 增加至 1.4 时,大堵塞比(0.8)条件下吸力面平均气膜冷却效率下降了 55%~60%;而小堵塞比(0.2)条件下堵塞形成的圆角增强了冷却射流的黏附性,改善了气膜孔出口附近的气膜冷却性能。周君辉等<sup>[20]</sup>研究了气膜孔堵塞对燃气透平叶片压力面处冲击-扰流柱-气膜结构综合冷却效率的影响,发现增大吹风比能有效改善堵塞条件下压力面的综合气膜冷却效率。Chung 等<sup>[21]</sup>通过实验研究了不同堵塞结构对燃气透平叶片尾缘处的传热性能和压力损失影响,发现尾缘处气膜孔堵塞导致叶片通道中压力损失增大、传热性能增强。

叶顶是燃气透平叶片热负荷最高、流动结构最复杂的区域之一。由于凹槽叶顶腔室存在着复杂的涡系结构<sup>[5-7]</sup>,容易诱发颗粒物沉积从而导致气膜孔局部堵塞。气膜孔堵塞后,凹槽叶顶区域的冷热气流作用机理、冷却气膜覆盖特性和传热性能将发生不同程度的改变。然而,目前针对气膜孔堵塞后的凹槽叶顶气热性能的研究尚十分稀少。因此,本文通过建立气膜孔堵塞模型,针对典型燃气透平叶片在不同程度的气膜孔堵塞条件下的流动传热及气膜冷却特性开展研究,着重分析堵塞比和吹风比对凹槽叶顶区域的气热性能的影响规律,为燃气透平凹槽叶顶的设计和运行性能的评估提供理论依据。

## 1 数值计算方法

### 1.1 气膜孔堵塞模型

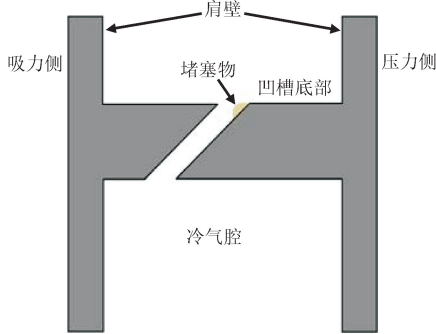
Bogard 等<sup>[22]</sup>率先报道了燃气透平气膜孔中的堵塞物问题,堵塞气膜孔的几何模型如图 1 所示。本文参考文献[22]的照片以及文献[14]所提的气膜孔堵塞模型,建立了凹槽叶顶气膜孔堵塞计算模型。堵塞物位于气膜孔后缘,其几何尺寸定义如下:堵塞物中截面顶部为圆弧,且与等腰三角形两边相切,堵塞物堆积角  $\alpha$  与气膜孔倾斜角  $\beta$  相等; $L$  为气膜孔长度, $d$  为气膜孔直径, $t$  为堵塞物的最大厚度。在本

模型中  $L = 6.00 \text{ mm}$ ,  $d = 1.27 \text{ mm}$ ,  $\alpha = \beta = 45^\circ$ ,  $t$  由堵塞比  $B$  确定,堵塞比  $B$  定义为

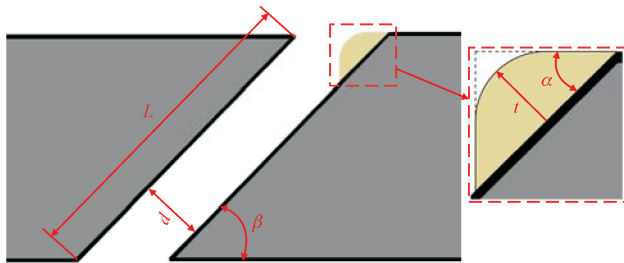
$$B = \frac{t}{d} \quad (1)$$



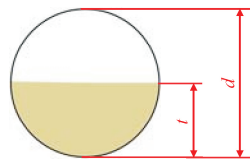
(a) 气膜孔中堵塞物显微照片<sup>[22]</sup>



(b) 凹槽叶顶气膜孔堵塞中截面几何模型



(c) 凹槽叶顶气膜孔堵塞模型尺寸定义



(d) 凹槽叶顶气膜孔轴向视图

图 1 堵塞气膜孔的几何模型

Fig. 1 Geometrical model of the blockage cooling hole

### 1.2 计算模型

本文研究的对象为 GE-E<sup>3</sup> 航空发动机高压透平第一级动叶<sup>[23]</sup>。与文献[24]的实验条件一致,数值计算采用的叶片型线由文献[23]中的动叶原始型线放大 3 倍后得到。叶片的计算模型参数如表 1 所示,气膜孔射流方向与凹槽底部壁面法向间的夹角为  $45^\circ$ ,且指向压力侧。本文的计算模型示意图如图 2 所示,气膜孔沿流向依次命名为 H1~H13,主流进、出口均为压力边界,冷却气流入口为流量入口边界,鉴于叶片通道中流动的周期性,流道两侧设置为平移周期性边界,与文献[24]实验条件一致。

表 1 计算模型的参数

Table 1 Parameters for the computational model in numerical simulations

| 参数        | 数值   |
|-----------|------|
| 进口气流角/(°) | 32   |
| 叶片高度/mm   | 122  |
| 叶顶间隙/mm   | 1.97 |
| 凹槽深度/mm   | 5.00 |
| 肩壁宽度/mm   | 2.26 |
| 冷气腔深度/mm  | 5.00 |
| 气膜孔直径/mm  | 1.27 |
| 气膜孔长度/mm  | 6.00 |

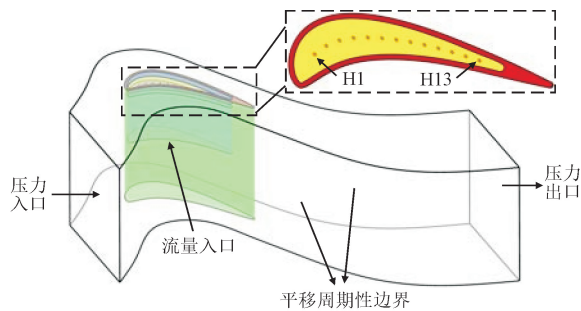


图 2 计算模型示意图

Fig. 2 Schematic view of the computational model

凹槽叶顶在气膜孔堵塞工况下的计算网格示意图如图 3 所示,采用 ANSYS Workbench Meshing 生成非结构化网格,近壁面第一层网格的厚度设置为 0.001 mm,保证壁面处  $y^+ < 1.0$ ,满足湍流模型计算精度要求。

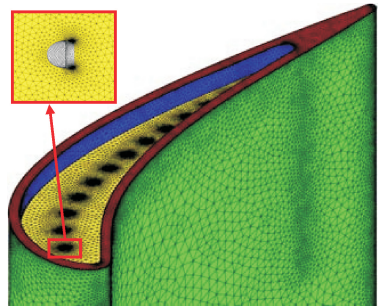


图 3 计算网格示意图( $B=0.4$ )

Fig. 3 Schematic view of the computational meshes ( $B=0.4$ )

数值计算的边界条件与文献[24]的实验条件保持一致,如表 2 所示。工质为理想空气,动力黏度由 Sutherland 公式计算,即

$$\mu = \mu_0 \left( \frac{T}{T_0} \right)^{1.5} \frac{T_0 + T_s}{T + T_s} \quad (2)$$

式中: $\mu_0$  为气体在标况下的动力黏度,取  $1.716 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$ ;  $T_0$  为参考温度,取 273 K;  $T_s$  为 Sutherland 常数,取 110.4 K;  $T$  为流体温度。

吹风比  $M=1.0$  时对应的冷却气流进口流量为  $0.001\,656 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 。计算气膜冷却效率时,壁面设置为绝热边界;计算传热系数时,壁面设置为恒温边界条件。

表 2 数值计算边界条件

Table 2 Boundary conditions in numerical simulations

| 边界条件                                         | 数值                     |
|----------------------------------------------|------------------------|
| 主流进口总温/K                                     | 298                    |
| 主流进口总压/kPa                                   | 126.9                  |
| 主流进口湍流强度/%                                   | 9.7                    |
| 主流进口湍流尺度/m                                   | 0.015                  |
| 出口静压/kPa                                     | 102.7                  |
| 冷却气流进口总温/K                                   | 328                    |
| 冷却气流进口流量/( $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ) | $1.656 \times 10^{-3}$ |
| 壁面温度/K                                       | 343                    |

1.3 参数定义

吹风比定义为

$$M = \frac{\rho_c U_c}{\rho_\infty U_\infty} \quad (3)$$

式中: $\rho_c, \rho_\infty$  分别为冷气和主流的进口密度,  $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ;  $U_c, U_\infty$  分别为冷气进口和主流进口的流速,  $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

绝热气膜冷却效率定义为

$$\eta = \frac{T_{aw} - T_\infty}{T_c - T_\infty} \quad (4)$$

式中:  $T_{aw}$  为壁面的绝热温度, K;  $T_\infty$  为主流进口温度, K;  $T_c$  为冷气进口温度, K。

传热系数定义为

$$h = \frac{q}{T_w - T_\infty} \quad (5)$$

式中:  $q$  为壁面热通量,  $\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$ ;  $T_w$  为壁面温度, K;  $T_\infty$  为进口主流温度, K。传热系数越高,主流与壁面间的换热越剧烈,叶顶热负荷越高,凹槽叶顶的传热性能越差。

总压损失定义为

$$P_{t,s} = \frac{m_{in} P_{t,in} + m_c P_{t,c}}{m_{in} + m_c} \quad (6)$$

$$P_l = \frac{P_{t,s} - P_{t,l}}{P_{t,s} - P_{s,l}} \quad (7)$$

式中:  $m_{in}, m_c$  分别为主流和冷气进口流量,  $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ;  $P_{t,in}, P_{t,c}$  分别为主流和冷气进口总压, Pa;  $P_{t,l}, P_{s,l}$  分别为当地总压和当地静压, Pa。



1.4 湍流模型对比验证

采用 ANSYS CFX 对堵塞工况下的凹槽叶顶冷却传热性能进行数值求解,利用文献[24]的凹槽叶顶实验数据对湍流模型的计算精度进行考核,如图 4 所示。在选取的湍流模型中,采用  $k-\omega$  湍流模型计算的结果与实验结果最为吻合。

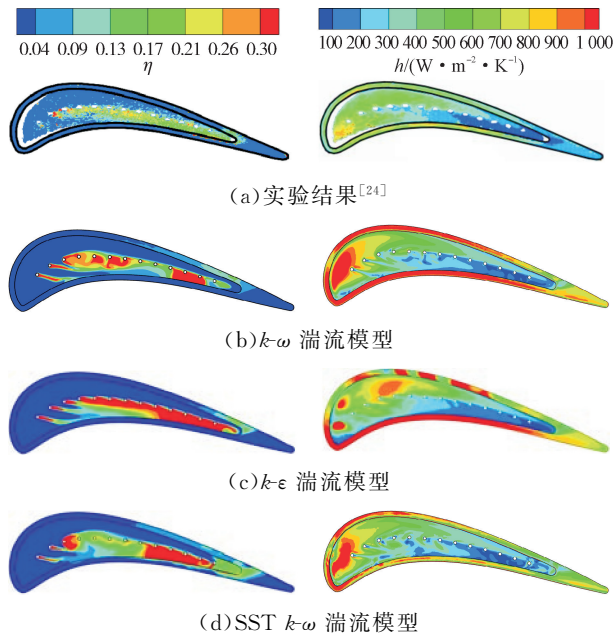


图 4 不同湍流模型计算的气膜冷却效率和传热系数云图  
Fig. 4 Heat transfer coefficient and film cooling effectiveness contours on squealer tip with different turbulence models

3 种湍流模型计算得到的凹槽底部节距平均气膜冷却效率和传热系数沿轴向的分布如图 5 所示。从图 5 可以看出,  $k-\epsilon$  和 SST  $k-\omega$  湍流模型计算结果与实验值偏差较大,本文最终采用  $k-\omega$  湍流模型对不同堵塞工况下的叶顶冷却传热性能进行计算。

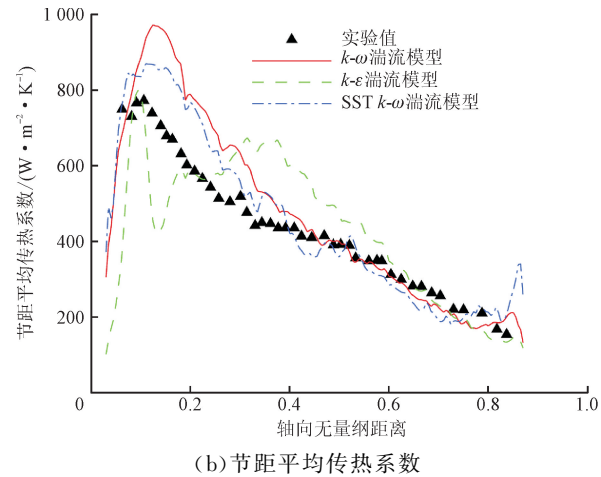
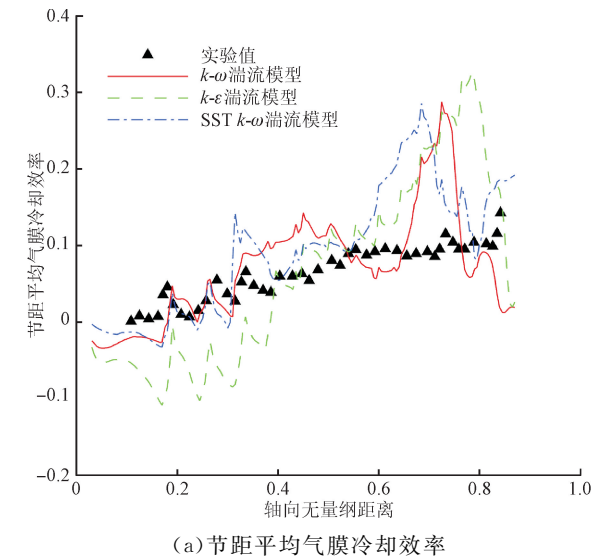


图 5 3 种湍流模型计算的凹槽底部节距平均气膜冷却效率和传热系数沿轴向分布  
Fig. 5 Pitch-averaged film cooling effectiveness and heat transfer coefficient on squealer tip cavity floor along axial direction with three different turbulence models

1.5 网格无关性分析

在数值计算中,网格的疏密会对计算精度产生影响。为研究网格疏密对数值计算结果的影响,本文生成了 612、985、2 074 万这 3 套网格。不同网格数时计算得到的凹槽叶顶面积平均传热系数如表 3 所示。当计算网格数达到 985 万时,计算结果与 Richardson 外推值 490.83<sup>[25]</sup> 的误差约为 1%,且继续增大网格数对计算结果的影响较小,因此最终采用 985 万网格对凹槽叶顶的冷却传热性能进行研究。

| 表 3 计算网格无关性分析                                   |                                                              |        |
|-------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------|--------|
| Table 3 Computational grid-independent analysis |                                                              |        |
| 网格数/万                                           | $\bar{h}/(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$ | 相对误差/% |
| 612                                             | 500.30                                                       | 1.93   |
| 985                                             | 495.77                                                       | 1.01   |
| 2 074                                           | 491.94                                                       | 0.23   |

2 结果与讨论

2.1 堵塞比对凹槽叶顶冷却传热和气动性能的影响

本节在吹风比  $M=1.0$  条件下,研究堵塞比  $B$  为 0、0.2、0.4、0.6、0.8 时凹槽叶顶冷却传热和气动性能。

2.1.1 凹槽叶顶气膜冷却效率分布

不同堵塞比时凹槽叶顶的气膜冷却效率云图如图 6 所示,可知随堵塞比增大,凹槽叶顶整体气膜冷

却效率下降。堵塞比  $B=0$  时,叶顶压力侧中部和尾缘处气膜冷却效果较好,存在高气膜冷却效率区域 A;当  $B=0.2$  时,凹槽叶顶气膜冷却性能几乎无变化,说明程度较轻的气膜孔堵塞对凹槽叶顶整体气膜冷却性能影响不大;但当  $B=0.4$  时,叶顶中部和尾缘处的气膜冷却效率明显降低,高气膜冷却效率区域 A 面积减小,气膜孔堵塞降低了叶顶的整体气膜冷却性能;当堵塞比进一步增大到 0.6、0.8 时,中部的高气膜冷却效率区域消失,仅在尾缘处存在小范围的中等气膜冷却效率区域 C,严重的气膜孔堵塞恶化了叶顶区域的气膜冷却性能。不同堵塞比时的凹槽叶顶节距平均气膜冷却效率沿轴向分布如图 7 所示。

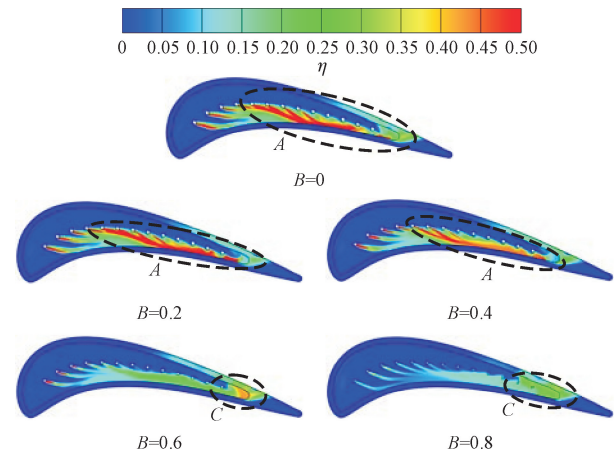


图 6 不同堵塞比下的叶顶气膜冷却效率云图  
Fig. 6 Film cooling effectiveness contours on squealer tip with different blockage ratios

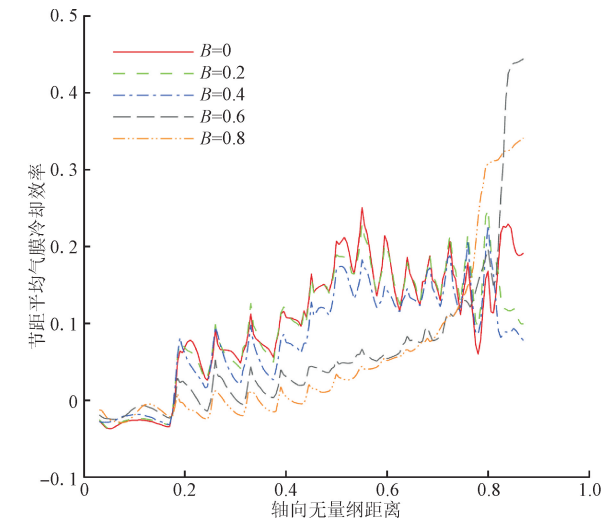


图 7 不同堵塞比下的节距平均气膜冷却效率  
Fig. 7 Pitch-averaged film cooling effectiveness on squealer tip along the axial direction with different blockage ratios

相比于  $B=0$  的工况,堵塞比为 0.2、0.4 时凹槽叶顶前缘和中部的的气膜冷却效率略有降低,堵塞比为 0.6、0.8 时凹槽叶顶中部区域的气膜冷却效率急剧降低,在叶顶尾缘处由于冷气的聚集,导致气膜冷却效率有所升高。

不同堵塞比条件下凹槽底部的面积平均气膜冷却效率  $\bar{\eta}$  和相对  $B=0$  工况的气膜冷却效率降低百分比如表 4 所示。 $B=0.2$  时,凹槽底部的整体气膜冷却性能仍较好,但随着堵塞比进一步增大,平均气膜冷却效率迅速降低; $B=0.8$  时,凹槽底部平均气膜冷却效率下降了 64.88%。

表 4 不同堵塞比时凹槽底部面积平均气膜冷却效率  
Table 4 Area-averaged film cooling effectiveness on the squealer cavity floor with different blockage ratios

| $B$ | $\bar{\eta}$ | $\bar{\eta}$ 降低比例/% |
|-----|--------------|---------------------|
| 0   | 0.104 8      |                     |
| 0.2 | 0.102 8      | 1.91                |
| 0.4 | 0.073 7      | 29.65               |
| 0.6 | 0.0471       | 54.99               |
| 0.8 | 0.036 8      | 64.88               |

### 2.1.2 凹槽叶顶流场结构分析

不同堵塞比条件下凹槽叶顶间隙内的三维流线图如图 8 所示。相比无堵塞工况, $B=0.2$  时的冷却流附壁性良好;随堵塞比增加,冷却流对主流的穿透能力增强,并在泄漏流的作用下越过吸力侧肩壁进入叶片通道中。堵塞比越大,冷却流的穿透作用越明显。同时,当  $B=0.8$  时,由于前缘和中部冷却流

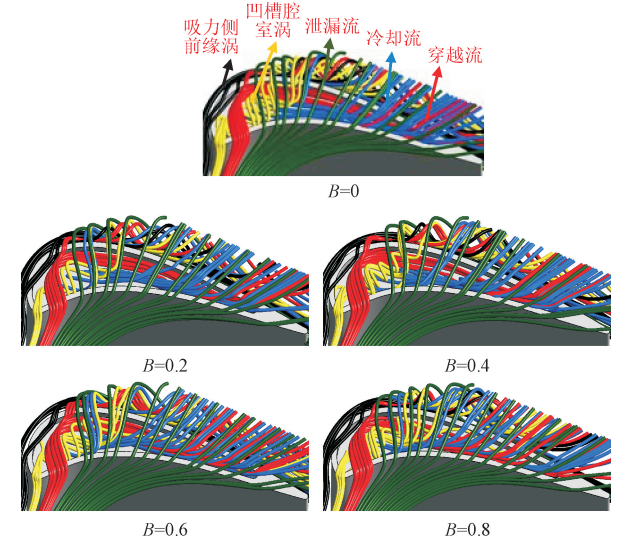


图 8 不同堵塞比下的叶顶三维流线  
Fig. 8 Three-dimensional streamlines in squealer tip gap with different blockage ratios

直接进入叶片通道,穿越流得以在凹槽中部完全展开,使得凹槽中部气膜冷却效率显著下降。此外,尾缘处冷却流也受到气膜孔堵塞的影响对主流的穿透能力增强,但上游穿越流在凹槽中部展开后汇聚于尾缘处,对冷却流产生卷吸作用,改善了凹槽叶顶尾缘处的气膜冷却性能。

不同堵塞比时的流向截面上的速度云图和流线图如图 9 所示,各流向截面分别位于 H1、H3、H5、H7、H9、H11、H12 和 H13 气膜孔的下游,并依次命名为截面 1~8。 $B=0$  时,在截面 1、2 处形成了尺寸较大的凹槽腔室涡,但在靠近尾缘的截面 6、7、8 处无明显漩涡产生。随着堵塞比增大,尾缘处流场结构逐渐复杂,在穿越流和冷却流的共同作用下,靠近压力侧形成了尺寸较大的漩涡,且漩涡尺寸随着堵塞比的增加而增大。对于  $B=0.6, 0.8$  工况,在截面 5 上处尾缘冷却流与穿越流发生卷吸掺混,从而改善了尾缘区域的气膜冷却性能。

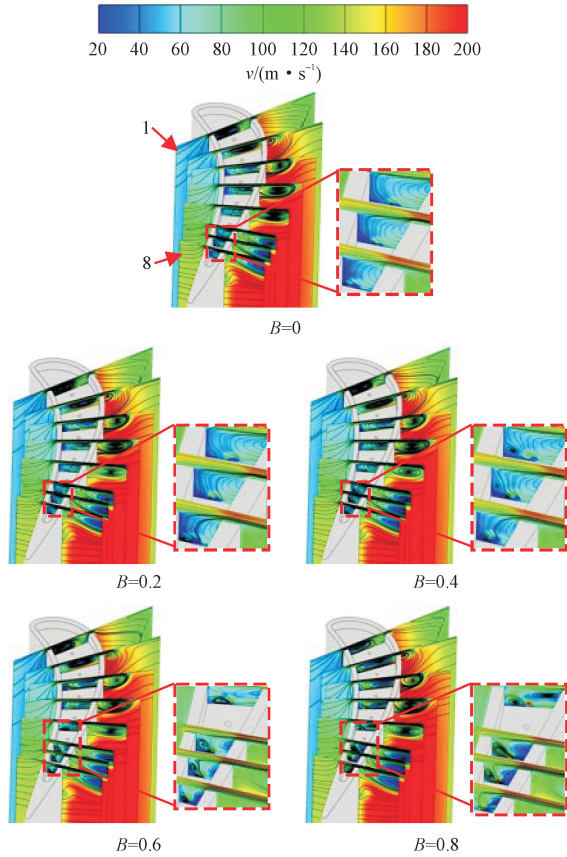


图 9 不同堵塞比下流向截面速度云图和流线图  
Fig. 9 Velocity contours and streamlines on streamwise cutplanes with different blockage ratios

2.1.3 凹槽叶顶传热性能分析

不同堵塞比时的凹槽叶顶传热系数云图如图 10 所示。随堵塞比增大,凹槽前缘吸力侧的高传热系数

区域显著扩大,但凹槽中部和尾缘区域的低传热系数区域缩小,叶顶整体热负荷增大,传热性能恶化。

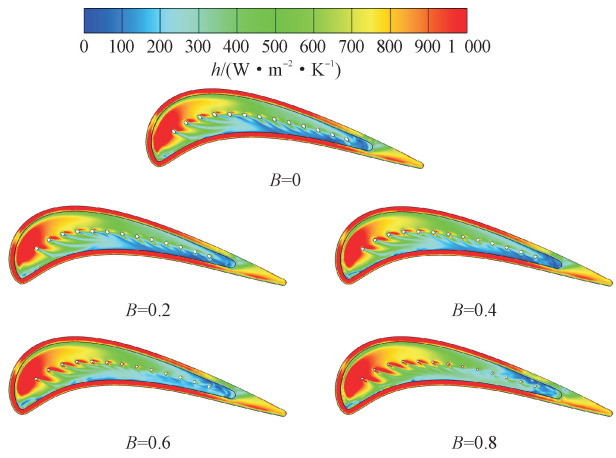


图 10 不同堵塞比下的叶顶传热系数云图  
Fig. 10 Heat transfer coefficient contours on squealer tip with different blockage ratios

不同堵塞比时的凹槽叶顶节距平均传热系数分布如图 11 所示,可知气膜孔堵塞主要影响凹槽中部的传热性能。堵塞比越大,凹槽中部传热系数上升越严重。 $B=0.8$  时,凹槽中部的传热系数相比于无堵塞时大幅升高,叶顶整体传热性能最差。

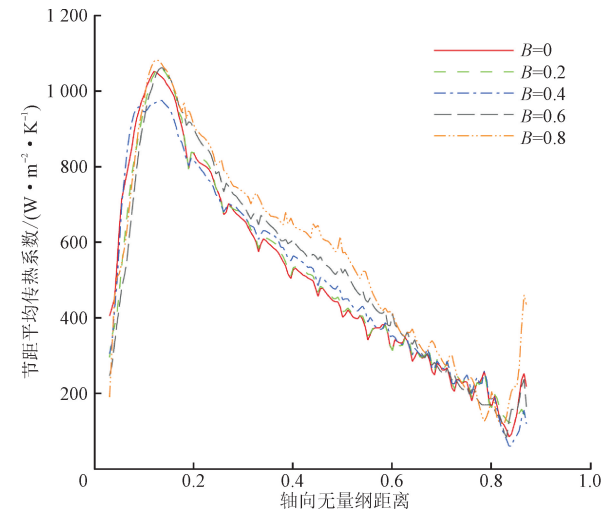


图 11 不同堵塞比下的节距平均传热系数  
Fig. 11 Pitch-averaged heat transfer coefficient on squealer tip along axial direction with different blockage ratios

不同堵塞比条件下凹槽底部的面积平均传热系数  $\bar{h}$  如表 5 所示,可知凹槽底部的平均传热系数随着堵塞比增大而增大。在  $B=0.8$  工况下,凹槽底部的热负荷最高,相比于  $B=0$  工况的凹槽底部面积平均传热系数升高了 13.01%。



表 5 不同堵塞比下的凹槽底部面积平均传热系数

Table 5 Area-averaged heat transfer coefficient on the squealer cavity floor with different blockage ratios

| $B$ | $\bar{h}/(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$ | $\bar{h}$ 升高比例/% |
|-----|--------------------------------------------------------------|------------------|
| 0   | 528.41                                                       |                  |
| 0.2 | 530.00                                                       | 0.30             |
| 0.4 | 534.43                                                       | 1.14             |
| 0.6 | 561.98                                                       | 6.35             |
| 0.8 | 597.18                                                       | 13.01            |

2.1.4 总压损失分析

气膜孔堵塞对叶片气动性能的影响可以通过轴向截面处的总压损失  $P_1$  进行分析,取叶片尾缘下游轴向 10 mm 处的截面作为目标截面。不同堵塞比工况下目标截面处的总压损失如表 6 所示,可知尺寸较小堵塞对叶栅气动性能影响很小,但堵塞比为 0.6、0.8 时,总压损失相对未堵塞时分别升高了 8.31%、56.20%,叶栅气动性能严重下降。

表 6 不同堵塞比下的轴向截面总压损失值  
Table 6 Total pressure loss on the cross-section under different blockage ratios

| $B$ | 总压损失    | 总压损失升高比例/% |
|-----|---------|------------|
| 0   | 0.128 7 |            |
| 0.2 | 0.129 0 | 0.20       |
| 0.4 | 0.129 7 | 0.77       |
| 0.6 | 0.139 4 | 8.31       |
| 0.8 | 0.201 1 | 56.20      |

2.2 吹风比对堵塞工况下叶顶冷却传热性能的影响

Zhang 等<sup>[19]</sup>的研究表明,吹风比是影响堵塞工况时叶片气膜冷却性能的重要因素。因此本节研究堵塞比  $B$  分别为 0、0.2、0.4、0.6、0.8 时,两种吹风比  $M=0.5,1.5$  条件下凹槽叶顶的气膜冷却性能。

2.2.1 吹风比  $M=0.5$  时凹槽叶顶气膜冷却效率分布

吹风比  $M=0.5$  时、不同堵塞比条件下凹槽叶顶的气膜冷却效率分布云图如图 12 所示。相比于无堵塞工况,在低堵塞比  $B=0.2,0.4$  时,凹槽顶部的整体气膜冷却性能无明显变化,高气膜冷却效率区域 A 仍保持着较大面积。但堵塞比增至 0.6 时,区域 A 的气膜冷却效率明显下降、面积缩小;堵塞比增至 0.8 时,中部高气膜冷却效率区域消失,仅在叶顶尾缘处存在较高的气膜冷却效率区域 C,凹槽叶顶整体气膜冷却性能显著降低。

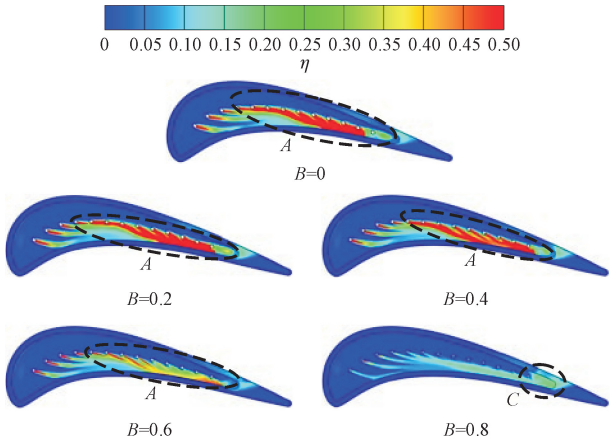


图 12 不同堵塞比下的叶顶气膜冷却效率云图  
Fig. 12 Film cooling effectiveness contours on squealer tip with different blockage ratios

吹风比  $M=0.5$  时、不同堵塞比条件下的凹槽底部节距平均气膜冷却效率分布如图 13 所示。相比于无堵塞工况,  $B=0.2$  时叶顶尾缘处节距平均气膜冷却效率有所上升,表明在低吹风比时气膜孔的小范围堵塞反而有利于凹槽叶顶气膜冷却性能的改善。随着堵塞比继续增加,凹槽中部气膜冷却效率明显降低,导致叶顶整体气膜冷却性能降低。

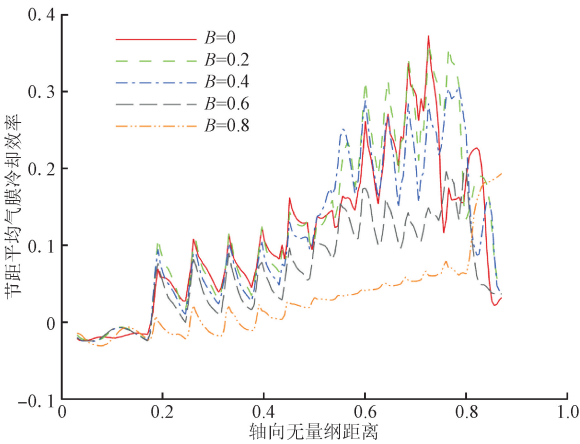


图 13 不同堵塞比下的节距平均气膜冷却效率  
Fig. 13 Pitch-averaged film cooling effectiveness on squealer tip along axial direction with different blockage ratios

吹风比  $M=0.5$  时、不同堵塞比条件下凹槽底部的面积平均气膜冷却效率如表 7 所示。  $B=0.2$  时,凹槽底部气膜冷却效率相对于无堵塞工况有所升高,这是由于该工况下尾缘处的气膜冷却效率提升所致。总体而言,气膜孔小范围的堵塞对凹槽底部整体气膜冷却性能影响不大,  $B=0.4$  时整体气膜冷却性能仅下降了 6.82%。但在堵塞比为 0.6、0.8



条件下,槽底气膜冷却性能严重下降,分别下降了 42.21%、82.09%。与  $M=1$  工况相比,减小吹风比可能减轻小堵塞比条件下凹槽底部的气膜冷却性能下降幅度;但在大堵塞比条件下,减小吹风比会导致更严重的凹槽叶顶气膜冷却性能恶化。

表 7 不同堵塞比下的凹槽底部面积平均气膜冷却效率

Table 7 Area-averaged film cooling effectiveness on the squealer cavity floor with different blockage ratios

| $B$ | $\bar{\eta}$ | $\bar{\eta}$ 降低比例/% |
|-----|--------------|---------------------|
| 0   | 0.119 2      |                     |
| 0.2 | 0.124 6      | -4.50               |
| 0.4 | 0.111 1      | 6.82                |
| 0.6 | 0.068 9      | 42.21               |
| 0.8 | 0.021 3      | 82.09               |

2.2.2 吹风比  $M=0.5$  时凹槽叶顶流场结构分析

吹风比  $M=0.5$  时不同堵塞比条件下叶顶区域的三维流线图如图 14 所示。由图 14 可以看出:在小堵塞比条件下冷却流在凹槽中部和尾缘的覆盖情况良好,整体气膜冷却性能良好; $B=0.8$  时,中部冷却流出流速度增加,对主流的穿透能力增强,冷却流在泄漏流的作用下越过吸力侧肩壁流入叶栅通道,穿越流显著扩展到凹槽底部压力面侧,导致中部气膜冷却效率显著下降。凹槽底部靠近尾缘处的冷却流和上游处的穿越流相互卷吸掺混,导致尾缘处气膜冷却性能有所提高,但整体气膜冷却性能下降。

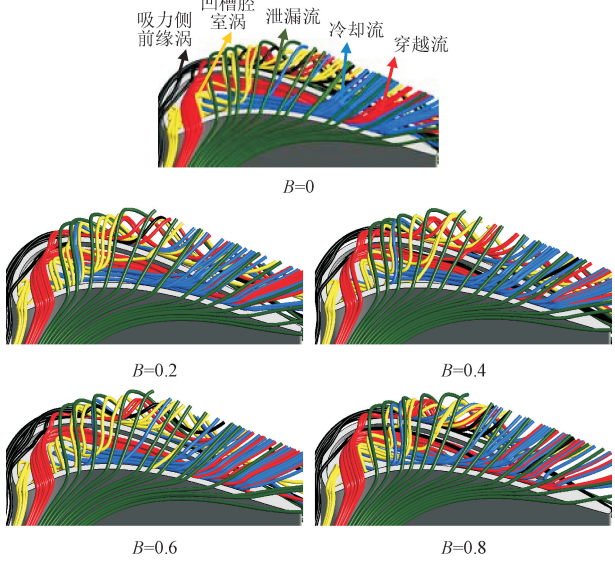


图 14 不同堵塞比下的叶顶三维流线

Fig. 14 Three-dimensional streamlines in squealer tip gap with different blockage ratios

吹风比  $M=0.5$  时不同堵塞比条件下流向截面上的速度云图和流线图如图 15 所示。由图 15 可以看出: $B=0.2$  时,流向截面 7 的凹槽底部形成了漩涡区域  $D$ ,冷却流与穿越流相互掺混提高了尾缘处的气膜冷却性能;堵塞比增大至 0.8 时,在截面 6、7 靠近凹槽压力侧处形成了尺寸较大的漩涡,改善了尾缘处的气膜冷却性能。

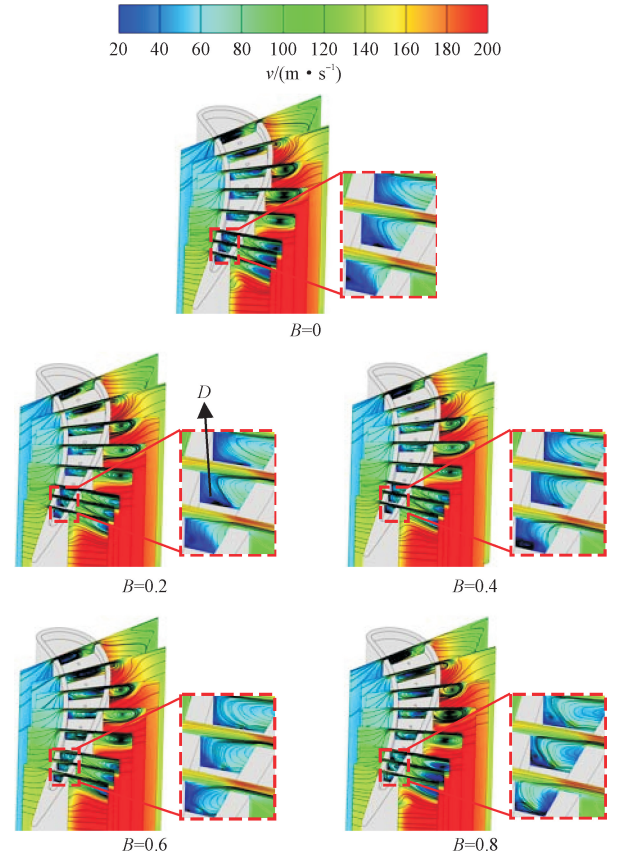


图 15 不同堵塞比下流向截面速度云图和流线图

Fig. 15 Velocity contours and streamlines on streamwise cutplanes with different blockage ratios

2.2.3 吹风比  $M=0.5$  时凹槽叶顶传热性能分析

吹风比  $M=0.5$  时不同堵塞比条件下的叶顶传热系数云图如图 16 所示。随堵塞比增大,前缘高传热系数区域面积略增,中部低传热系数区域面积减小,整体热负荷随着堵塞比增大而增大,传热性能恶化。

吹风比  $M=0.5$  时不同堵塞比条件下凹槽叶顶的节距平均传热系数分布曲线如图 17 所示。整体而言,随着堵塞比增大,叶顶中部的节距平均传热系数增大,整体传热性能恶化。

吹风比  $M=0.5$  时不同堵塞比条件下的凹槽底部面积平均传热系数如表 8 所示。 $B=0.2$  时,凹槽叶顶平均传热系数相对于未堵塞工况有所下降,说明低吹风比条件下气膜孔小范围堵塞能降低叶顶热

负荷。随着堵塞比增大,叶顶热负荷逐渐升高,在  $B=0.8$  时叶顶平均传热系数相比于无堵塞工况升高了 15.57%。相比于吹风比  $M=1$  工况,降低吹风比会导致大堵塞比条件下的叶顶热负荷进一步升高。

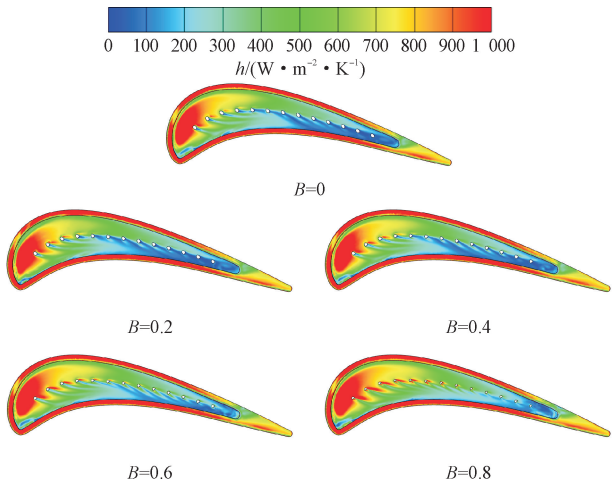


图 16 不同堵塞比下的叶顶传热系数云图  
Fig. 16 Heat transfer coefficient contours on squealer tip with different blockage ratios

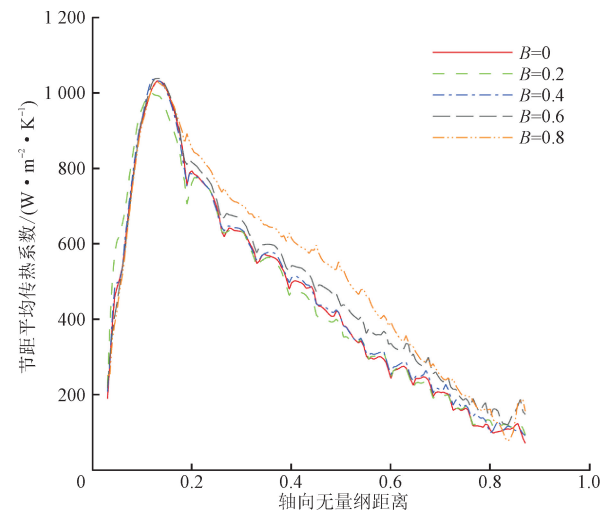


图 17 不同堵塞比下的节距平均传热系数  
Fig. 17 Pitch-averaged heat transfer coefficient on squealer tip along axial direction with different blockage ratios

表 8 不同堵塞比下的凹槽底部面积平均传热系数  
Table 8 Area-averaged heat transfer coefficient on the squealer cavity floor with different blockage ratios

| $B$ | $\bar{h}/(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$ | $\bar{h}$ 升高比例/% |
|-----|--------------------------------------------------------------|------------------|
| 0   | 482.50                                                       |                  |
| 0.2 | 475.69                                                       | -1.41            |
| 0.4 | 488.06                                                       | 1.15             |
| 0.6 | 519.08                                                       | 7.58             |
| 0.8 | 557.65                                                       | 15.57            |

2.2.4 吹风比  $M=1.5$  时凹槽叶顶气膜冷却效率分布

吹风比  $M=1.5$  时不同堵塞比条件下的叶顶气膜冷却效率分布云图如图 18 所示。相比于  $B=0$  工况,  $B=0.2$  工况下高气膜冷却效率区域 A 面积无明显变化,尾缘处气膜冷却效率略有升高,整体气膜冷却效率变化不大;  $B=0.4$  时,高气膜冷却效率区域 A 的面积有所减小,整体气膜冷却效率下降;  $B=0.6, 0.8$  工况下,高气膜冷却效率区域面积显著缩小,仅在尾缘处有小范围的高气膜冷却效率区域 C,整体气膜冷却性能大幅降低。

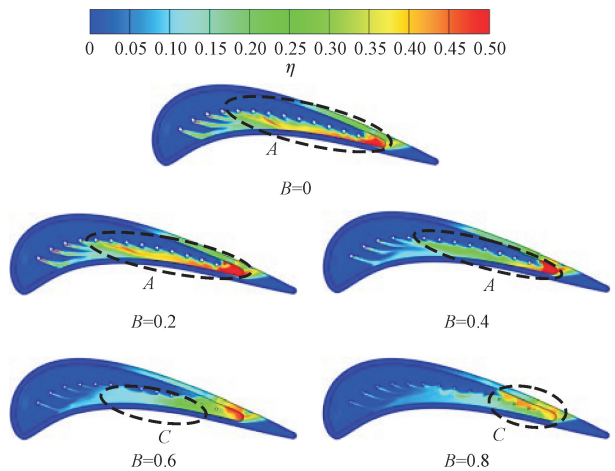


图 18 不同堵塞比下的叶顶气膜冷却效率云图  
Fig. 18 Film cooling effectiveness contours on squealer tip with different blockage ratios

吹风比  $M=1.5$  时不同堵塞比条件下的叶顶节距平均气膜冷却效率分布如图 19 所示,可知整体气膜冷却效率由前缘到尾缘逐渐升高。随堵塞比增大,中部气膜冷却效率显著下降,但尾缘处气膜冷却效率有所上升,这是因为随着堵塞比增大,前缘和中部的冷气加速作用越明显,穿越流向凹槽中部的扩展越严重,在尾缘处与冷却流掺混,提升了尾缘处的气膜冷却性能。

吹风比  $M=1.5$  时不同堵塞比条件下的凹槽底部面积平均气膜冷却效率如表 9 所示。小堵塞比时,凹槽底部平均气膜冷却效率有所升高,随堵塞比增大,叶顶整体气膜冷却性能逐渐下降。相比于吹风比  $M=1$  时,增大吹风比导致  $B=0.4$  时叶顶气膜冷却性能下降更严重;同时,增大吹风比能改善大堵塞比条件下的凹槽底部整体气膜冷却性能,在  $B=0.8$  时整体气膜冷却效率仅下降了 51.34%。

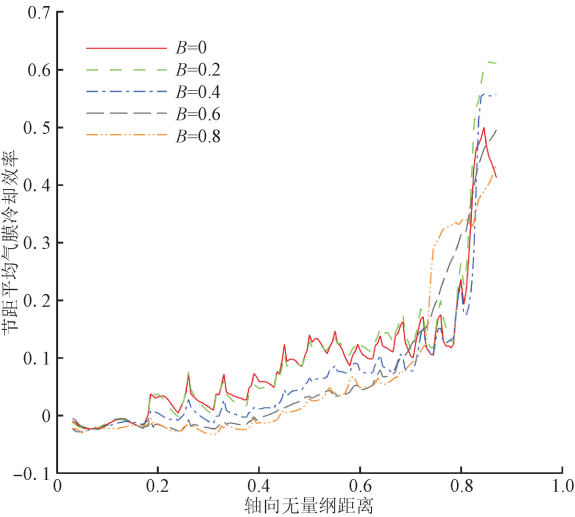


图 19 不同堵塞比下的节距平均气膜冷却效率

Fig. 19 Pitch-averaged film cooling effectiveness on squealer tip along axial direction with different blockage ratios

表 9 不同堵塞比下的凹槽底部面积平均气膜冷却效率

Table 9 Area-averaged film cooling effectiveness on the squealer cavity floor with different blockage ratios

| $B$ | $\bar{\eta}$ | $\bar{\eta}$ 降低比例 / % |
|-----|--------------|-----------------------|
| 0   | 0.080 1      |                       |
| 0.2 | 0.084 3      | -5.29                 |
| 0.4 | 0.050 2      | 37.31                 |
| 0.6 | 0.042 8      | 46.59                 |
| 0.8 | 0.039 0      | 51.34                 |

2.2.5 吹风比  $M=1.5$  时凹槽叶顶流场结构分析

吹风比  $M=1.5$  时不同堵塞比条件下的凹槽叶顶三维流线图如图 20 所示。随着堵塞比增大,中部冷却流出流速度越大,冷却流与凹槽底部接触面积减少,穿越流向凹槽底部压力侧的扩展越严重,导致凹槽中部气膜冷却性能严重下降。在凹槽尾缘处,穿越流与冷却流发生掺混形成漩涡,导致尾缘冷气覆盖凹槽底部,改善了尾缘处的气膜冷却性能。

吹风比  $M=1.5$  时不同堵塞比条件下流向截面上的速度云图和流线图如图 21 所示。由图 21 可以看出:吹风比  $M=1.5$  时靠近尾缘区域的截面 6、7、8 处存在明显漩涡,表明在大吹风比下尾缘区域的流动结构复杂,冷却流与穿越流间存在强烈的卷吸掺混效应;随堵塞比增大,尾缘处各截面上的漩涡尺寸增大,冷却流与穿越流间掺混更加剧烈,尾缘处气膜冷却性能增强。

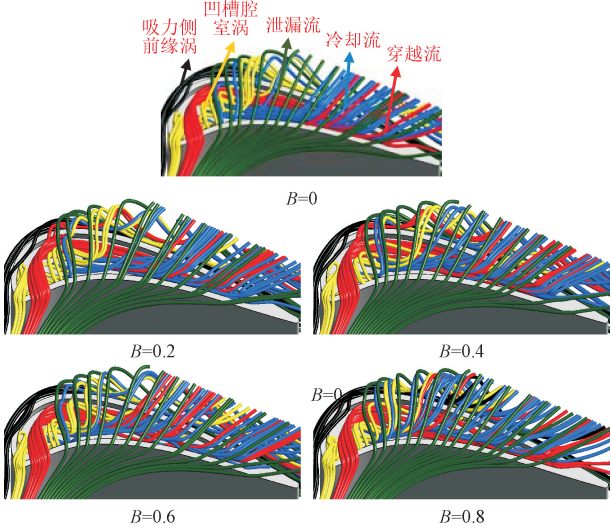


图 20 不同堵塞比下的叶顶三维流线

Fig. 20 Three-dimensional streamlines in squealer tip gap with different blockage ratios

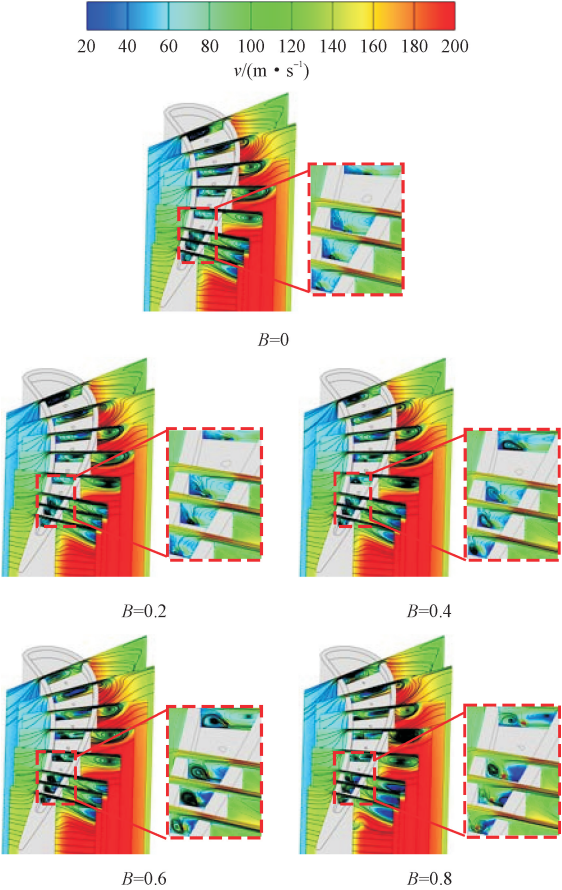


图 21 不同堵塞比下流向截面速度云图和流线图

Fig. 21 Velocity contours and streamlines on streamwise cutplanes with different blockage ratios

2.2.6 吹风比  $M=1.5$  时凹槽叶顶传热性能分析

吹风比  $M=1.5$  时不同堵塞比条件下的叶顶传热



系数分布如图 22 所示。随堵塞比增大,前缘高传热系数区域面积略微增大,中部和尾缘处的低传热系数区域面积减小,叶顶热负荷增大,整体传热性能恶化。

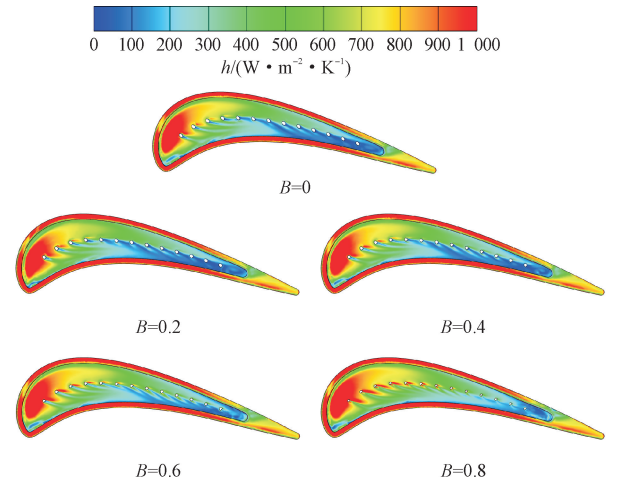


图 22 不同堵塞比下的叶顶传热系数云图

Fig. 22 Heat transfer coefficient contours on squealer tip with different blockage ratios

吹风比  $M=1.5$  时不同堵塞比条件下的叶顶节距平均传热系数分布如图 23 所示,可知堵塞比增大导致叶顶前缘、中部和尾缘处的传热系数均增大,凹槽叶顶整体传热性能下降。

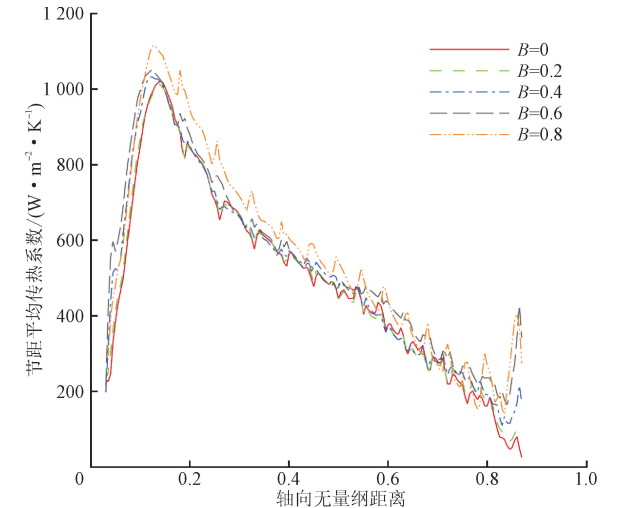


图 23 不同堵塞比下的节距平均传热系数

Fig. 23 Pitch-averaged heat transfer coefficient on squealer tip along axial direction with different blockage ratios

吹风比  $M=1.5$  时不同堵塞比条件下的凹槽底部面积平均传热系数如表 10 所示。随堵塞比增大,凹槽底部平均传热系数上升,热负荷增加。相比于吹风比  $M=1$  工况,增大吹风比会导致小堵塞比工况下的叶顶传热性能更差,但降低了大堵塞比工况下的凹槽叶顶热负荷,增大吹风比可抑制严重堵塞所导致的叶顶传热性能恶化。

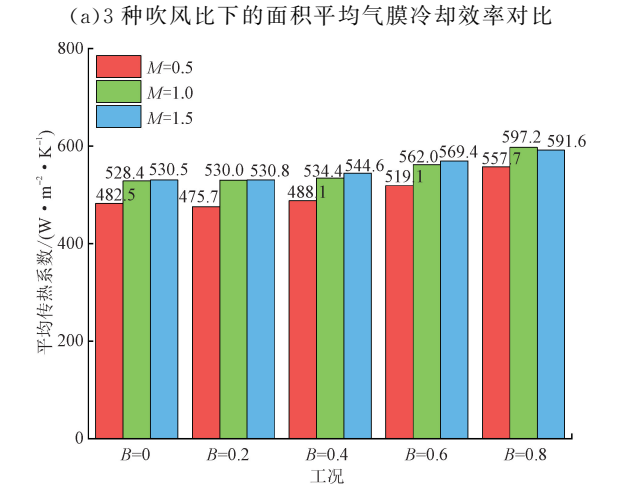
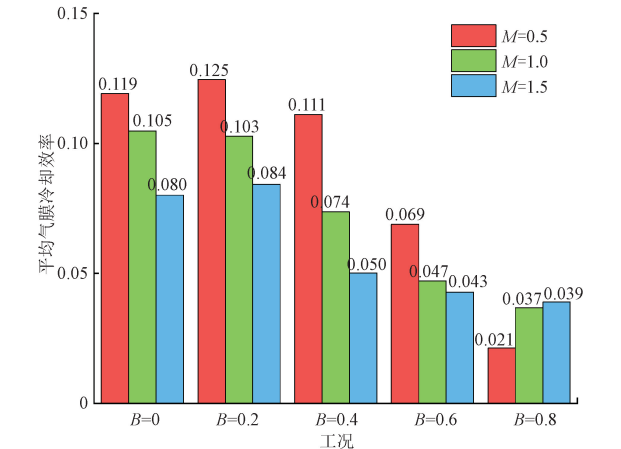
表 10 不同堵塞比下的凹槽底部面积平均传热系数

Table 10 Area-averaged heat transfer coefficient on the squealer cavity floor with different blockage ratios

| $B$ | $\bar{h}/(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$ | $\bar{h}$ 升高比例/% |
|-----|--------------------------------------------------------------|------------------|
| 0   | 530.50                                                       |                  |
| 0.2 | 530.79                                                       | 0.05             |
| 0.4 | 544.56                                                       | 2.65             |
| 0.6 | 569.44                                                       | 7.34             |
| 0.8 | 591.63                                                       | 11.52            |

2.3 3 种吹风比下的叶顶冷却传热性能对比

3 种吹风比下的叶顶面积平均气膜冷却效率和传热系数对比图如图 24 所示,可知堵塞比增大导致叶顶冷却效率降低,传热系数升高。减小吹风比能抑制小堵塞比工况下凹槽叶顶的冷却传热性能下降,但会加剧大堵塞比下的冷却传热性能下降;增大吹风比能抑制大堵塞比下的冷却传热性能下降,但也会加剧小堵塞比工况下叶顶区域的冷却传热性能下降。



(a) 3 种吹风比下的面积平均气膜冷却效率对比

(b) 3 种吹风比下的面积平均传热系数对比

图 24 3 种吹风比下的叶顶冷却传热性能对比

Fig. 24 Area-averaged film cooling effectiveness and heat transfer coefficient on the squealer cavity floor with three different blockage ratios

3 结 论

本文采用数值方法研究了 3 种吹风比 0.5、1.0、1.5 条件下不同程度的气膜孔堵塞对凹槽叶顶气膜冷却传热性能的影响,可得如下主要结论。

(1)气膜孔堵塞会导致凹槽叶顶气膜冷却性能降低,热负荷升高,气动性能恶化。堵塞对叶顶冷却传热性能的影响随着堵塞比增大而越剧烈,在大堵塞比条件下凹槽中部的气膜冷却效率急剧下降,热负荷升高, $M=1.0$ 、 $B=0.8$  时凹槽叶顶平均气膜冷却效率相比于无堵塞时下降了 64.88%,平均传热系数上升了 13.01%,叶栅通道总压损失升高了 56.20%。气膜孔堵塞改变了凹槽叶顶间隙内的流场结构,对气膜孔中射出的冷气有加速作用,导致冷气被泄漏流推离凹槽叶顶区域,不能有效覆盖在叶顶表面。

(2)吹风比是影响堵塞工况下凹槽叶顶冷却传热性能的重要因素。减小吹风比能抑制小堵塞比工况下凹槽叶顶的冷却传热性能下降, $M=0.5$ 、 $B=0.4$  时凹槽叶顶平均气膜冷却效率相比于无堵塞时仅下降了 6.82%。但减小吹风比也会导致大堵塞比工况下叶顶冷却传热性能恶化更为严重, $M=0.5$ 、 $B=0.8$  时凹槽叶顶平均气膜冷却效率相比于无堵塞时下降高达 82.09%,所以在气膜孔有局部小堵塞情况下降低吹风比可改善叶顶的冷却传热性能。

(3)增大吹风比可抑制严重堵塞所导致的凹槽叶顶冷却传热性能恶化程度, $M=1.5$ 、 $B=0.8$  时凹槽叶顶平均气膜冷却效率相比于未堵塞时仅下降 51.34%,平均传热系数上升了 11.52%。但增大吹风比也会导致小堵塞比工况下凹槽叶顶冷却传热性能下降更严重, $M=1.5$ 、 $B=0.4$  时凹槽叶顶平均气膜冷却效率相比于无堵塞时下降 37.31%。改变吹风比会显著影响叶顶流场结构,从而影响堵塞工况下凹槽叶顶的冷却传热性能。这主要体现在吹风比影响尾缘处穿越流与冷却流卷吸掺混的强度上,增大吹风比可以增强两者的掺混强度从而改善尾缘处的气膜冷却性能。

参考文献:

[1] TAKEISHI K, KREWINKEL R. Advanced gas turbine cooling for the carbon-neutral era [J]. International Journal of Turbomachinery, Propulsion and Power, 2023, 8(3): 19.

[2] BUNKER R S. Axial turbine blade tips: function, de-

sign, and durability [J]. Journal of Propulsion and Power, 2006, 22(2): 271-285.

[3] 戴萍, 林枫. 燃气轮机叶片气膜冷却研究进展 [J]. 热能动力工程, 2009, 24(1): 1-6.

DAI Ping, LIN Feng. Recent advances in the study of air-film-cooled gas turbine blades [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2009, 24(1): 1-6.

[4] ZHOU Zhihua, CHEN Shaowen, LI Weihang, et al. Thermal performance of blade tip and casing coolant injection on a turbine blade with cavity and winglet-cavity tip [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 130: 585-602.

[5] 吴琛琦, 何坤, 晏鑫. 射流角对带小翼凹槽叶顶冷却传热性能的影响 [J]. 西安交通大学学报, 2022, 56(7): 27-37.

WU Chenqi, HE Kun, YAN Xin. Effect of ejection angle on film cooling and heat transfer of winglet-squealer tip [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2022, 56(7): 27-37.

[6] 于金杏, 叶明亮, 何坤, 等. 压力侧冷却流对凹槽叶顶气膜冷却与传热性能的影响 [J]. 西安交通大学学报, 2022, 56(3): 160-172.

YU Jinxing, YE Mingliang, HE Kun, et al. Effect of pressure-side cooling flow on film cooling and heat transfer performance at squealer tip [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2022, 56(3): 160-172.

[7] 秦正, 何坤, 晏鑫. 双肩壁凹槽叶顶冷却传热性能的优化研究 [J]. 西安交通大学学报, 2024, 58(1): 68-80.

QIN Zheng, HE Kun, YAN Xin. A study of film cooling and heat transfer optimization for double-rim squealer tip [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2024, 58(1): 68-80.

[8] NEMDILI F, AZZI A, JUBRAN B A. Numerical investigation of the influence of a hole imperfection on film cooling effectiveness [J]. International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow, 2011, 21(1): 46-60.

[9] KIM J, DUNN M G, BARAN A J, et al. Deposition of volcanic materials in the hot sections of two gas turbine engines [J]. Journal of Engineering Gas Turbines and Power, 1993, 115(3): 641-651.

[10] LIU Zhengang, ZHANG Fei, LIU Zhenxia, et al. An experimental study of the effects of different transverse trenches on deposition on a turbine vane with film-cooling at high temperature [J]. Aerospace Science and Technology, 2020, 107: 106340.

[11] JOVANOVIĆ M B, DE LANGE H C, VAN STEENHOVEN A A. Influence of hole imperfection on jet

- cross flow interaction [J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2006, 27(1): 42-53.
- [12] JOVANOVI M B, DE LANGE H C, VAN STEENHOVEN A A. Effect of hole imperfection on adiabatic film cooling effectiveness [J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2008, 29(2): 377-386.
- [13] 黄珂楠, 张靖周, 郭文. 气膜孔内局部堵塞对气膜冷却特性的影响 [J]. *航空动力学报*, 2014, 29(6): 1330-1338.
- HUANG Kenan, ZHANG Jingzhou, GUO Wen. Effect of partial blockage inside film hole on film cooling characteristics [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2014, 29(6): 1330-1338.
- [14] WHITFIELD C A, SCHROEDER R P, THOLE K A, et al. Blockage effects from simulated thermal barrier coatings for cylindrical and shaped cooling holes [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2015, 137(9): 091004.
- [15] WANG Fuqiang, PU Jian, WANG Jianhua, et al. Numerical investigation of effects of blockage, inclination angle, and hole-size on film cooling effectiveness at concave surface [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2021, 143(2): 021007.
- [16] TIAN Ke, WANG Jin, LIU Chao, et al. Effect of blockage configuration on film cooling with and without mist injection [J]. *Energy*, 2018, 153: 661-670.
- [17] LEE Sanga, HWANG W, YEE K. Robust design optimization of a turbine blade film cooling hole affected by roughness and blockage [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2018, 133: 216-229.
- [18] BAI Bo, LI Zhigang, ZHANG Kaiyuan, et al. Effects of hole blockage on endwall film cooling and vane phantom cooling performances of a transonic turbine vane [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2023, 145(4): 041001.
- [19] ZHANG Wei, ZENG Rui, LIU Song, et al. Effect of blockage inside holes on film cooling performance on the suction side of a turbine guide vane [J]. *Energies*, 2022, 15(8): 2935.
- [20] 周君辉, 张靖周. 气膜孔局部堵塞对叶片压力面冲击-扰流柱-气膜结构综合冷却效率的影响 [J]. *航空学报*, 2016, 37(9): 2729-2738.
- ZHOU Junhui, ZHANG Jingzhou. Effects of partial blockage inside film holes on overall cooling effectiveness of an integrated impingement-fin-film cooling configuration on blade pressure side [J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2016, 37(9): 2729-2738.
- [21] CHUNG H, PARK J S, SOHN H S, et al. Trailing edge cooling of a gas turbine blade with perforated blockages with inclined holes [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014, 73: 9-20.
- [22] BOGARD D G, SCHMIDT D L, TABBITA M. Characterization and laboratory simulation of turbine airfoil surface roughness and associated heat transfer [J]. *Journal of Turbomachinery*, 1998, 120(2): 337-342.
- [23] HALILA E E, LENAHAHAN D T, THOMAS T T. High pressure turbine test hardware detailed design report [M]. Cleveland, Ohio, USA: National Aeronautics and Space Administration, Lewis Research Center, 1982.
- [24] KWAK J S, HAN J C. Heat transfer coefficients and film cooling effectiveness on the squealer tip of a gas turbine blade [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2003, 125(4): 648-657.
- [25] 陶文铨. 计算传热学的近代进展 [M]. 北京: 科学出版社, 2000: 362-363.

(编辑 赵炜)