

# 压力侧冷却流对凹槽叶顶气膜冷却与传热性能的影响

于金杏, 叶明亮, 何坤, 晏鑫

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

**摘要:** 为了降低凹槽叶顶整体热负荷并提高高传热区的气膜冷却效率,研究了压力侧冷却射流对透平级凹槽叶顶冷却传热性能的影响。通过数值计算获得了2种压力侧气膜孔形状(圆孔、扩张孔)和5种压力侧射流角( $20^{\circ}\sim 40^{\circ}$ )条件下,透平级凹槽叶顶的传热系数和气膜冷却效率分布。研究表明:前缘压力侧冷却流进入凹槽,增强了凹槽底部的冷却效果;中部和尾缘压力侧冷却流对凹槽肩壁和叶顶尾缘进行了冷却,增强了叶顶高热负荷区域的冷却效果。在所研究的射流角范围内,射流角越小,凹槽叶顶的冷却效果越好。当采用扩张孔、射流角由 $20^{\circ}$ 增大到 $40^{\circ}$ 时,肩壁的面积平均传热系数增大了6%,面积平均气膜冷却效率减小了14.3%;叶顶压力侧的面积平均传热系数增大了36%,面积平均气膜冷却效率减小了37.2%。在小射流角条件下,扩张孔的叶顶和压力侧冷却效果优于圆孔。射流角为 $20^{\circ}$ 时,与圆孔相比:扩张孔使凹槽肩壁面积平均传热系数减小了2%,面积平均气膜冷却效率增大了5.9%;扩张孔使叶顶压力侧的面积平均传热系数减小了22.6%,面积平均气膜冷却效率增大了43.3%。

**关键词:** 燃气轮机;凹槽叶顶;传热;气膜冷却;扩张孔;射流角

**中图分类号:** TK474.7 **文献标志码:** A

**DOI:** 10.7652/xjtuxb202203016 **文章编号:** 0253-987X(2022)03-0160-13



OSID 码

## Effect of Pressure-Side Cooling Flow on Film Cooling and Heat Transfer Performance at Squealer Tip

YU Jinxing, YE Mingliang, HE Kun, YAN Xin

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

**Abstract:** To reduce the overall thermal load at squealer tip and improve the film cooling effectiveness in high heat transfer areas, the influence of pressure-side coolant jet flow on heat transfer and film cooling performance of squealer tip in a turbine stage was investigated. The heat transfer coefficient and film cooling effectiveness at squealer tip with two kinds of cooling hole shapes (i. e. cylindrical and fan-shaped holes) and five different jet ejection angles ( $20^{\circ}-40^{\circ}$ ) for pressure-side cooling holes were obtained through numerical simulations. The results show that the pressure-side cooling flow enters the cavity near the leading edge, improving the cooling effect on the cavity floor. The pressure-side coolant from the middle chord and near the trailing edge holes forms the cooling film on the tip surface and at the tip trailing edge, which enhances the cooling performance in the tip's high thermal load area. In the present study, the cooling effect on squealer tip is increased with the decrease of ejection angle. For the fan-shaped holes at

收稿日期: 2021-09-05。 作者简介: 于金杏(1996—),女,硕士生;晏鑫(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(52076165)。

网络出版时间: 2021-10-29

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20211028.1854.006.html>

squealer tip, the area-averaged heat transfer coefficient is increased by 6% and the area-averaged film cooling effectiveness is decreased by 14.3% on the squealer rim, whereas the area-averaged heat transfer coefficient is increased by 36% and the area-averaged film cooling effectiveness is decreased by 37.2% in the tip pressure-side region, as the jet ejection angle increases from 20° to 40°. With small jet ejection angle, the film cooling effect on the squealer tip and pressure-side surface for the fan-shaped holes is better than that of cylindrical holes. If the jet ejection angle is fixed at 20°, the fan-shaped holes are able to decrease the heat transfer coefficient by 2% while increase the film cooling effectiveness by 5.9% on the tip surface, and decrease the heat transfer coefficient by 22.6% while increase the film cooling effectiveness by 43.3% on the pressure-side surface, as compared with the cylindrical holes.

**Keywords:** gas turbine; squealer tip; heat transfer; film cooling; fan-shaped hole; jet angle

凹槽叶顶由于具有良好的气动传热性能,因此在现代燃气透平动叶叶顶中应用广泛<sup>[1]</sup>。由于透平进口温度不断升高,凹槽叶顶的局部热负荷升高<sup>[1]</sup>,因此需要采用高效的气膜冷却技术降低高传热区域的热负荷,以保障凹槽叶顶的运行安全。

研究表明:高热负荷区域集中在凹槽前缘、凹槽中部、两侧肩壁和叶顶尾缘<sup>[2-4]</sup>。前缘泄漏流进入凹槽后会冲击凹槽底部壁面,形成凹槽前缘高传热区。中部泄漏流在刮削涡和凹槽腔室涡的作用下形成冲击流,导致了凹槽中部高传热区。由于两侧肩壁和叶顶尾缘处的间隙较小,因此泄漏流的加速作用导致了凹槽肩壁和尾缘高传热区。

气膜冷却是降低凹槽叶顶热负荷的主要方法之一。冷却流从气膜孔中射出,在主流的带动下形成覆盖凹槽壁面的冷却气膜。叶顶气膜孔的位置、数目、冷却流流量等因素对叶顶冷却效果影响显著<sup>[5-7]</sup>。张玲等研究了位于凹槽吸力侧、中弧线、凹槽压力侧的气膜孔,发现气膜孔位于凹槽吸力侧时,气膜覆盖范围较大,冷却效率较高<sup>[8]</sup>。Cheng 等对叶顶气膜孔的数目进行了研究,发现孔数由 9 个增加到 18 个时,气膜冷却效率提高了 44%<sup>[6]</sup>。黄琰等研究了冷却流流量的影响,发现随着吹风比的增大,凹槽压力侧的冷却效果显著增强<sup>[9]</sup>。

虽然叶顶冷却流能有效保护凹槽内壁面,但难以冷却热负荷极高的凹槽肩壁,因此 Metzger 等研究者提出了增加叶顶压力侧冷却流的设计方案<sup>[10]</sup>。Nasir 等对比了有、无压力侧冷却流时,透平级凹槽叶顶的冷却传热性能,发现在大吹风比条件下,压力侧冷却流能够有效冷却凹槽肩壁和叶顶尾缘<sup>[11]</sup>。Rezasoltani 等对不同转速工况进行了研究,发现压力侧冷却流在低转速下实现良好的冷却性能<sup>[12]</sup>。Zhou 等对不同叶顶间隙工况进行了研究,发现叶顶

间隙增大时压力侧冷却流的冷却效果增强<sup>[13]</sup>。

目前,对凹槽叶顶冷却传热性能的研究主要集中在叶顶气膜孔方面,较少研究侧重于压力侧气膜冷却,尤其是对不同压力侧气膜孔结构和射流角条件下的叶顶区域冷却传热性能研究较少。因此,本文对带有双排气膜孔的透平级凹槽叶顶进行了数值研究,对比了压力侧圆孔、扩张孔对叶顶流场结构、传热冷却性能和级效率的影响,分析了 5 种压力侧射流角(20°~40°)条件下透平级凹槽叶顶的传热冷却性能,以及各气膜孔当地吹风比的变化规律。

1 数值计算方法

1.1 计算模型与边界条件

如图 1 所示,本文的研究对象为 GE-E<sup>3</sup> 高压透

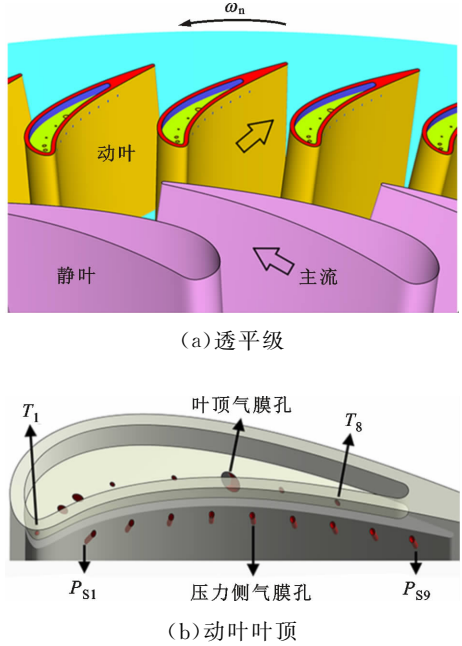


图 1 计算模型

Fig. 1 Computational model

平的第一级,包括 46 个动叶和 76 个静叶,动、静叶型线与实际叶片的叶顶型线一致<sup>[14]</sup>。计算域包括 1 个静叶流道和 1 个动叶流道,动、静交界面为混合交界面,相邻叶片交界面为旋转周期性交界面。

动叶叶顶具有两排气膜孔,即叶顶气膜孔和压力侧气膜孔。叶顶气膜孔( $T_1 \sim T_8$ )的布置方案与实际方案一致<sup>[14]</sup>,射流方向与壁面法向间的夹角为  $45^\circ$ ,指向压力侧。压力侧气膜孔( $P_{S1} \sim P_{S9}$ )的布置方案参考 Nasir 的实验<sup>[11]</sup>,第一个气膜孔的中心位于 17% 轴向弦长处,相邻气膜孔中心间的距离为 10% 轴向弦长,气膜孔中心与叶顶间的距离为 6.7% 叶高。

如图 2 所示,压力侧冷却射流与叶高方向的夹角定义为  $\beta$ 。根据大部分现有研究中压力侧射流角的取值大小<sup>[9,11,15-16]</sup>,确定  $\beta$  的取值范围为  $20^\circ \sim 40^\circ$ 。压力侧气膜孔结构包括圆孔和扩张孔,孔径  $D$

$=0.36\text{ mm}$ 。扩张孔分为进口段和扩张段,扩张段在 3 个方向上的扩张角均为  $7^\circ$ (见图 2c)。表 1 给出了计算模型的具体几何参数。

表 1 计算模型几何参数

| Table 1 Parameters of the computational model |       |
|-----------------------------------------------|-------|
| 参数                                            | 数值    |
| 透平级入口气流角/ $^\circ$                            | 0     |
| 动叶叶片高度/mm                                     | 42.7  |
| 动叶叶顶间隙高度/mm                                   | 0.427 |
| 凹槽深度/mm                                       | 2.16  |
| 肩壁宽度/mm                                       | 1.00  |
| $D_{T_1}$ /mm                                 | 0.305 |
| $D_{T_2} \sim D_{T_3}$ /mm                    | 0.610 |
| $D_{T_4} \sim D_{T_5}$ /mm                    | 0.305 |
| $D_{T_6}$ /mm                                 | 1.092 |
| $D_{T_7} \sim D_{T_8}$ /mm                    | 0.305 |
| $D_{P_{S1}} \sim D_{P_{S9}}$ /mm              | 0.360 |

采用 ANSYS ICEM CFD 11.0 生成六面体多块结构化网格,图 3 给出了压力侧气膜孔为扩张孔、 $\beta=30^\circ$  时透平级的数值计算网格。为了保证网格质量,对动、静叶表面、凹槽、气膜孔进行 O 网格剖分,网格的最小角为  $20^\circ$ ,最小正交性为 0.43。为了满足湍流模型和传热计算的精度要求,对近壁面区域进行加密,保证所有壁面的  $y^+ < 1.0$ 。

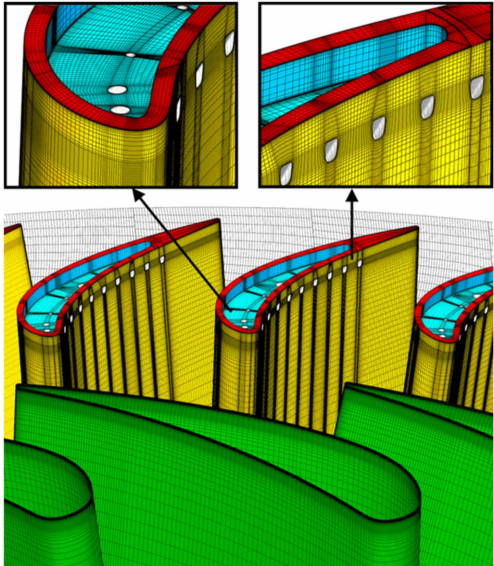
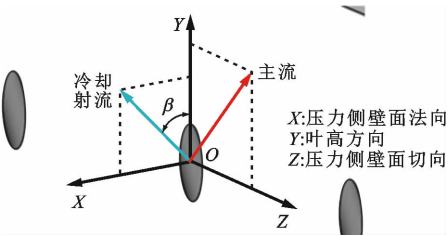


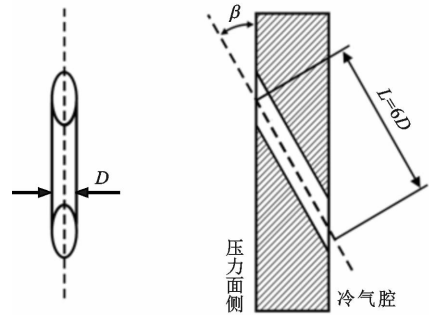
图 3 透平级数值计算网格示意图

Fig. 3 Numerical simulation mesh of the turbine stage

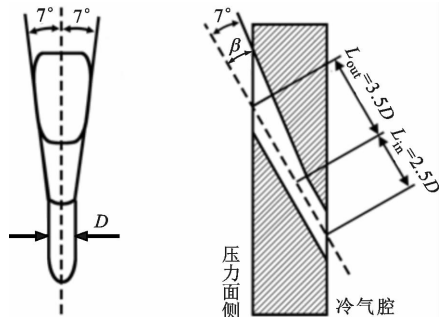
数值计算工况为发动机真实工况,表 2 给出了计算边界条件,其中主流进口总温、总压,冷却流进口总温,级压比与 NASA 的实验报告<sup>[14]</sup>一致。采



(a)射流角  $\beta$  定义



(b)圆孔



(c)扩张孔

图 2 压力侧气膜孔

Fig. 2 Pressure-side cooling holes

用冷气腔为所有气膜孔供气,冷气腔进口给定质量流量,保证吹风比为 2.0。计算传热特性时,壁面给定等温边界条件,温度为 1 273 K<sup>[14]</sup>;计算冷却特性时,壁面给定绝热边界条件。工质为理想气体,其动力黏度由 Sutherlands 公式确定

$$\mu = \mu_{\text{ref}} \left( \frac{T}{T_{\text{ref}}} \right)^{1.5} \frac{T_{\text{ref}} + S}{T + S} \tag{1}$$

式中: $T_{\text{ref}}$ 为参考温度,取 273 K; $\mu_{\text{ref}}$ 为工质温度等于  $T_{\text{ref}}$ 时的动力黏度,取  $1.1716 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$ ;  $T$ 为工质温度; $S$ 为 Sutherlands 常数,取 110.4 K。

表 2 数值计算边界条件

Table 2 Boundary conditions of the numerical simulation

| 参数                                          | 数值                        |
|---------------------------------------------|---------------------------|
| 主流进口总温/K                                    | 2 012                     |
| 主流进口总压/MPa                                  | 2.526                     |
| 主流进口湍动度/%                                   | 5                         |
| 出口静压/MPa                                    | 1.08                      |
| 等温壁面温度/K                                    | 1 273                     |
| 冷却流进口总温/K                                   | 883                       |
| 冷却流质量流量/( $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ) | $3.010\ 6 \times 10^{-3}$ |
| 转子转速/( $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ )   | 13 287                    |

1.2 参数定义

吹风比定义为

$$M = \frac{\rho_c V_c}{\rho_m V_m} \tag{2}$$

式中: $\rho_c$ 为冷却流进口密度; $V_c$ 为冷却流进口速度; $\rho_m$ 为主流进口密度; $V_m$ 为主流进口速度。本文中  $M=2.0$ 。

当地吹风比定义为

$$M_i = \frac{\rho_{c, \text{local}} V_{c, \text{local}}}{\rho_{m, \text{local}} V_{m, \text{local}}} \tag{3}$$

式中: $\rho_{c, \text{local}}$ 为冷却流当地密度; $V_{c, \text{local}}$ 为冷却流当地速度; $\rho_{m, \text{local}}$ 为主流当地密度; $V_{m, \text{local}}$ 为主流当地速度;下标  $i$ 为气膜孔编号。

传热系数定义为

$$h = \frac{q}{T_w - T_{\text{in}}} \tag{4}$$

式中: $q$ 为壁面热通量; $T_w$ 为壁面温度; $T_{\text{in}}$ 为主流进口总温。

气膜冷却效率定义为

$$\eta = \frac{T_{\text{aw}, 0} - T_{\text{aw}, \text{f}}}{T_{\text{aw}, 0} - T_{\text{t}, \text{c}}} \tag{5}$$

式中: $T_{\text{aw}, 0}$ 为不通冷气时壁面的绝热温度; $T_{\text{aw}, \text{f}}$ 为通冷气时壁面的绝热温度; $T_{\text{t}, \text{c}}$ 为冷却流进口总温。

无量纲温度定义为

$$\theta = \frac{T_{\text{t}, \text{m}} - T}{T_{\text{t}, \text{m}} - T_{\text{t}, \text{c}}} \tag{6}$$

式中: $T_{\text{t}, \text{m}}$ 为主流进口总温; $T$ 为当地温度; $T_{\text{t}, \text{c}}$ 为冷却流进口总温。

级等熵效率定义为

$$H = \frac{m_m (h_{\text{m}, \text{in}} - h_{\text{m}, \text{out}}) + m_c (h_{\text{c}, \text{in}} - h_{\text{m}, \text{out}})}{m_m (h_{\text{m}, \text{in}} - h_{\text{m}, \text{out}, \text{s}}) + m_c (h_{\text{c}, \text{in}} - h_{\text{m}, \text{out}, \text{s}})} \tag{7}$$

式中: $m_m$ 为主流流量; $h_{\text{m}, \text{in}}$ 为级进口总焓; $h_{\text{m}, \text{out}}$ 为出口总焓; $m_c$ 为冷却流流量; $h_{\text{m}, \text{out}, \text{s}}$ 为出口等熵静焓; $h_{\text{c}, \text{in}}$ 为冷却流进口总焓。

1.3 数值方法验证

图 4 给出了采用  $k-\omega$  湍流模型时带双排气膜孔(圆孔)凹槽叶顶的传热系数和气膜冷却效率分布,可以看出本文的计算结果与实验结果<sup>[16]</sup>基本吻合,说明  $k-\omega$  湍流模型能够正确预测叶顶的传热冷却性能。因此,本文采用  $k-\omega$  湍流模型进行计算。

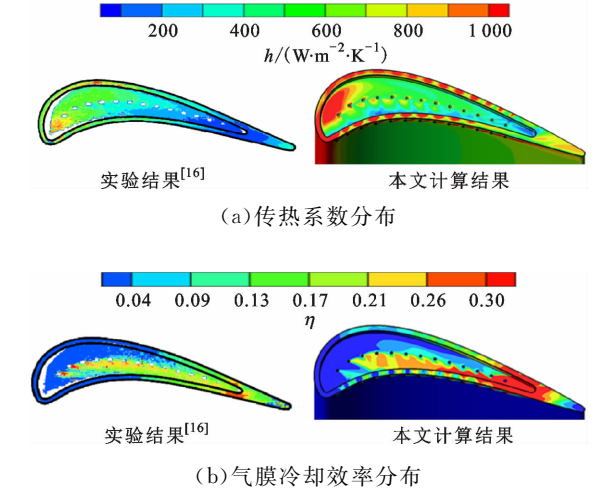


图 4 双排孔(圆孔)实验结果<sup>[16]</sup>与本文计算结果对比  
Fig. 4 Comparison between experimental results<sup>[16]</sup> and simulation results for two-row holes (cylindrical holes)

1.4 网格无关性验证

在数值方法考核的基础上,采用  $k-\omega$  湍流模型对带单排叶顶气膜孔的透平级凹槽叶顶进行网格无关性验证。首先,固定动叶网格数为 2 000 万进行静叶网格无关性验证,表 3 给出了叶顶的平均传热系数。当静叶网格数达到 800 万,即动叶网格数的 2/5 时,计算结果与 Richardson 外推值<sup>[17]</sup>的误差小于 0.18%,继续增加静叶网格数对计算结果影响较小,因此静叶网格数确定为动叶网格数的 2/5。

在静叶网格无关性验证的基础上进行级网格无关性验证,表 4 给出了不同级网格数时叶顶的平均

传热系数。当级网格数达到2 800万时,计算结果与Richardson 外推值<sup>[17]</sup>的误差小于 2.85%,继续增加级网格数对计算结果的影响较小,因此透平级网格数为2 800万。在带单排叶顶气膜孔的透平级凹槽叶顶网格无关性验证基础上,确定带双排气膜孔的透平级凹槽叶顶网格数为3 500万。

表 3 不同静叶网格数时的凹槽叶顶平均传热系数  
Table 3 Average heat transfer coefficient of the squealer tip at different stator mesh numbers

| 静叶网格数/万        | $\bar{h}/(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$ | 误差/% |
|----------------|--------------------------------------------------------------|------|
| 400            | 1 688.04                                                     | 1.53 |
| 800            | 1 665.53                                                     | 0.18 |
| 1 200          | 1 665.33                                                     | 0.16 |
| 1 600          | 1 663.28                                                     | 0.05 |
| Richardson 外推值 | 1 662.60                                                     |      |

表 4 不同级网格数时的凹槽叶顶平均传热系数  
Table 4 Average heat transfer coefficient of the squealer tip at different stage mesh numbers

| 级网格数/万         | $\bar{h}/(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$ | 误差/%  |
|----------------|--------------------------------------------------------------|-------|
| 810            | 1 772.74                                                     | 3.41  |
| 1 540          | 1 813.22                                                     | 5.77  |
| 2 800          | 1 665.53                                                     | -2.85 |
| 5 700          | 1 702.12                                                     | -0.71 |
| Richardson 外推值 | 1 714.32                                                     |       |

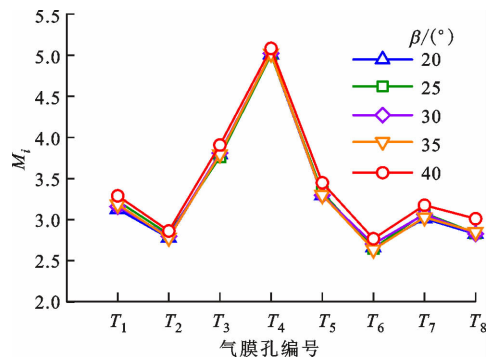
## 2 结果与讨论

### 2.1 压力侧圆孔时透平级凹槽叶顶的冷却传热性能

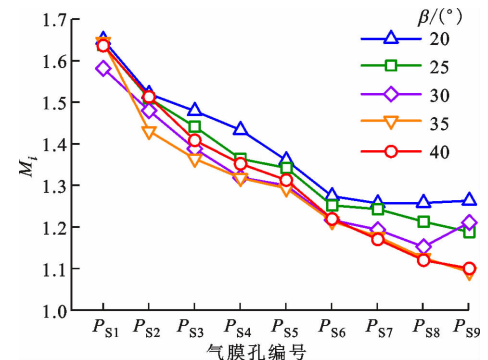
#### 2.1.1 压力侧圆孔时各气膜孔当地吹风比

图 5 给出了  $M=2.0$  条件下,压力侧气膜孔为圆孔时各气膜孔的当地吹风比。由图 5a 可知,  $M_{T_1}, M_{T_2}, M_{T_6} \sim M_{T_8}$  的数值较小且相近,  $M_{T_3} \sim M_{T_5}$  的数值较大且差异较大。这是由于气膜孔  $T_1, T_2$  靠近凹槽前缘,  $T_6 \sim T_8$  靠近凹槽尾缘,主流的流速低压力高,各气膜孔的进出口压差较小且变化不大。气膜孔  $T_3 \sim T_5$  位于凹槽中部,流场结构复杂,主流的流速高压力低,各气膜孔的进出口压差较大且变化剧烈。压力侧气膜孔的射流角对  $M_{T_1} \sim M_{T_8}$  的影响较小。

由图 5b 可知,随着  $\beta$  的增大,  $M_{P_{S1}} \sim M_{P_{S9}}$  基本呈现递减的趋势。为了解释这一现象,图 6 给出了  $P_{S5}$  中心截面的流速分布,可以看出气膜孔的背风侧流速较低,迎风侧流速较高。Liu 等的研究<sup>[18]</sup>发现,



(a)叶顶气膜孔



(b)压力侧气膜孔

图 5 采用压力侧圆孔时各气膜孔的当地吹风比 ( $M=2.0$ )

Fig. 5 Local blowing ratio of each hole when using cylindrical pressure-side holes ( $M=2.0$ )

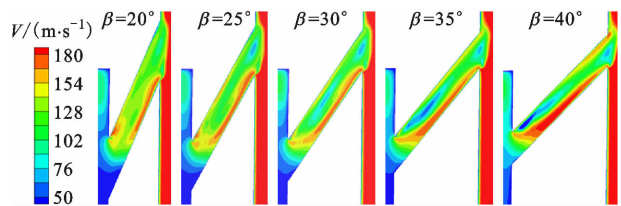


图 6  $P_{S5}$  中心截面的流速分布(圆孔)

Fig. 6 Velocity distribution in the central section of  $P_{S5}$  (cylindrical holes)

这是因为背风侧存在低速分离涡,减小了迎风侧冷却射流的通流面积,使迎风侧的射流速度增大。 $\beta$  增大,背、迎风侧间的速度差增加,在  $20^\circ \leq \beta \leq 40^\circ$  的范围内,背风侧流速减小对当地吹风比的影响小于迎风侧流速的增加,因此随着  $\beta$  的增大,  $M_{P_{S1}} \sim M_{P_{S9}}$  基本呈现递减的趋势。

值得注意的是,  $\beta$  越大,  $M_{P_{S1}} \sim M_{P_{S9}}$  随  $\beta$  变化的速率越小。这是因为气膜孔进口截面的面积变化速率影响了  $M_{P_{S1}} \sim M_{P_{S9}}$  的变化速率。当气膜孔为圆孔时,进口截面接近椭圆,其面积可表示为

$$A(\beta) \approx \frac{\pi D^2}{4 \sin \beta} \quad (8)$$

$A(\beta)$ 对 $\beta$ 的一阶导数为

$$A'(\beta) \approx -\frac{\pi D^2 \cos \beta}{4(\sin \beta)^2} \tag{9}$$

$A(\beta)$ 对 $\beta$ 的二阶导数为

$$A''(\beta) \approx \frac{\pi D^2 [1 + (\cos \beta)^2]}{4(\sin \beta)^3} \tag{10}$$

在  $20^\circ \leq \beta \leq 40^\circ$  范围内,  $A'(\beta) < 0, A''(\beta) > 0$ , 所以  $A(\beta)$  的变化速率随  $\beta$  的增大而减小。因此,  $\beta$  越大,  $M_{P_{sl}} \sim M_{P_{so}}$  随  $\beta$  变化的速率越小。

2.1.2 压力侧圆孔时透平级凹槽叶顶的流场结构

图 7 给出了采用压力侧圆孔、 $\beta = 30^\circ$  时透平级凹槽叶顶的三维流线, 其中凹槽腔室涡、刮削涡和冲击流是影响凹槽叶顶冷却传热性能的主要流场结构。凹槽腔室涡占据凹槽内部, 刮削涡靠近上端壁, 冲击流从凹槽腔室涡与刮削涡之间进入凹槽, 冲击凹槽底部吸力侧。

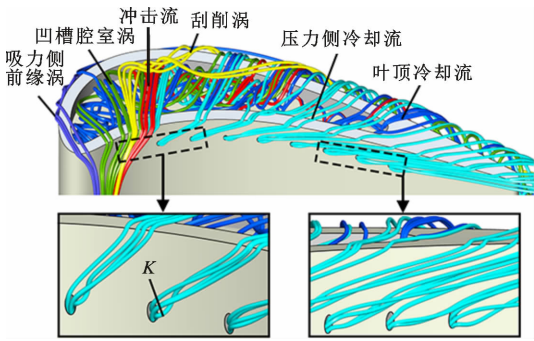


图 7 采用压力侧圆孔时凹槽叶顶的主要流场结构  
Fig. 7 Main flow structure on the squealer tip when using cylindrical pressure-side holes

在主流的携带下, 前缘压力侧冷却流进入凹槽, 汇入凹槽内部冷却气膜; 中部及尾缘压力侧冷却流形成了凹槽肩壁和叶顶尾缘冷却气膜。此外, 在压力侧气膜孔的下端能够观察到涡  $K$  (见图 7)。现有研究表明, 这是因为冷却流流出后会形成反向旋转的肾形涡对<sup>[19]</sup>, 当冷却流与主流间存在夹角时, 肾形涡对中靠近主流上游的一支强度增强, 靠近主流下游的一支强度减弱<sup>[20]</sup>。因此, 在压力侧气膜孔下端, 能够观察到肾形涡中强度较强的一支, 即涡  $K$ 。

2.1.3 压力侧圆孔时透平级凹槽叶顶的传热性能

图 8 给出了不同射流角时叶顶传热系数分布, 可以看出凹槽底部和两侧肩壁的传热性能对  $\beta$  的变化不敏感, 仅叶顶尾缘的传热系数随  $\beta$  的增大而增大。图 9 中节距平均传热系数沿轴向的分布表明,  $\beta$  主要影响  $0.88 < C_z \cdot C_a^{-1} < 1.0$  区域的传热性能,  $\beta$  由  $20^\circ$  增大到  $40^\circ$  时, 该区域的节距平均传热系数增

大了约 16.7%。

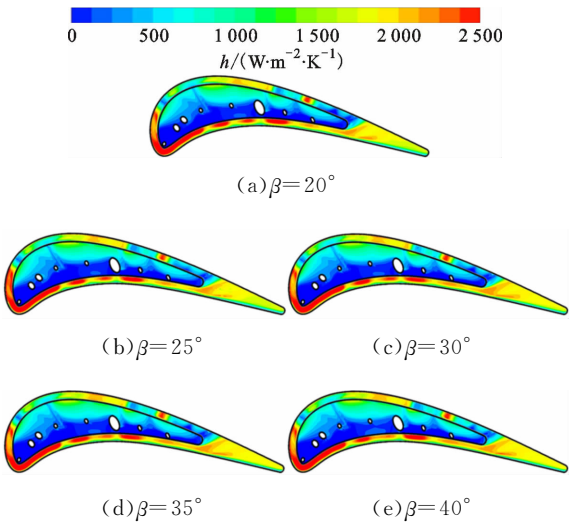


图 8 不同射流角  $\beta$  时凹槽叶顶传热系数分布(圆孔)  
Fig. 8 Distributions of heat transfer coefficient at the squealer tip with different jet angle  $\beta$  (cylindrical holes)

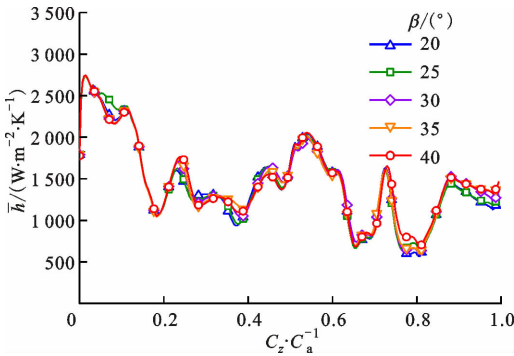


图 9 凹槽肩壁节距平均传热系数沿轴向的分布(圆孔)  
Fig. 9 Axial distributions of pitch-averaged heat transfer coefficient at the tip (cylindrical holes)

图 10 给出了采用压力侧圆孔时叶顶压力侧传热系数随射流角的变化情况, 可以发现压力侧冷却流形成了带状低传热区  $B$ , 随着  $\beta$  的增大,  $B$  区域的范围减小,  $B$  区域范围的变化速率也减小。由 2.1 节的分析可知, 这是因为随着  $\beta$  的增大,  $M_{P_{sl}} \sim M_{P_{so}}$  的数值及变化速率均减小。此外, 由 2.1.2 节的分析可知, 主流与冷却流间存在夹角时, 靠近主流上游的肾形涡强度增强(见图 7), 因此主流在肾形涡的卷吸作用下形成了高传热区  $C$  (见图 10)。越靠近尾缘, 主流与冷却流间的夹角越大, 卷吸作用越强, 因此  $C$  区域的范围越大。  $\beta$  增大, 冷却射流对主流的扰动增强, 肾形涡对主流的卷吸作用增强, 因此  $C$  区域的传热系数升高, 但随着  $\beta$  增大, 肾形涡的贴壁性减弱,  $C$  区域的流向范围减小。

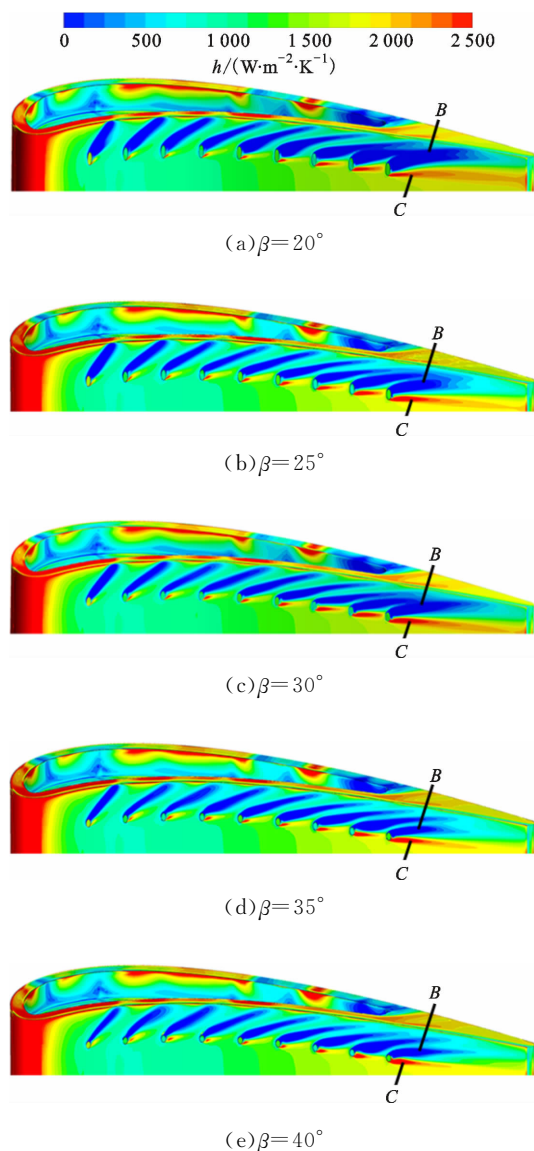


图 10 不同射流角  $\beta$  时凹槽叶顶压力侧传热系数分布 (圆孔)

Fig. 10 Distributions of heat transfer coefficient on the pressure side at the squealer tip with different jet angle  $\beta$  (cylindrical holes)

#### 2.1.4 压力侧圆孔时透平级凹槽叶顶的冷却性能

图 11 给出了不同射流角时叶顶气膜冷却效率的分布,可以看出叶顶冷却流能够形成有效的凹槽内部冷却气膜,但凹槽中部吸力侧区域的气膜冷却效率较低,在 0.18 左右, $\beta$  的变化对凹槽底部的冷却性能影响较小。压力侧冷却流形成了压力侧肩壁和叶顶尾缘冷却气膜。 $\beta$  增大,到达叶顶的压力侧冷却流减少,压力侧肩壁及叶顶尾缘的气膜冷却效率降低,图 11 中 D 区域的变化较为明显。结合图 12 可知, $\beta$  主要影响  $0.88 < C_z \cdot C_a^{-1} < 1.0$  的区域, $\beta$  由  $20^\circ$  增大到  $40^\circ$  时,该区域的节距平均气膜冷却效

率减小了约 26.3%。

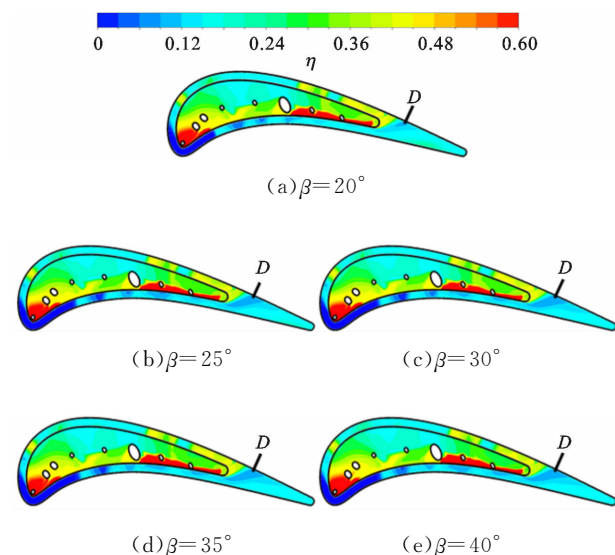


图 11 不同射流角  $\beta$  时凹槽叶顶气膜冷却效率分布 (圆孔)

Fig. 11 Distributions of film cooling effectiveness at the squealer tip with different jet angle  $\beta$  (cylindrical holes)

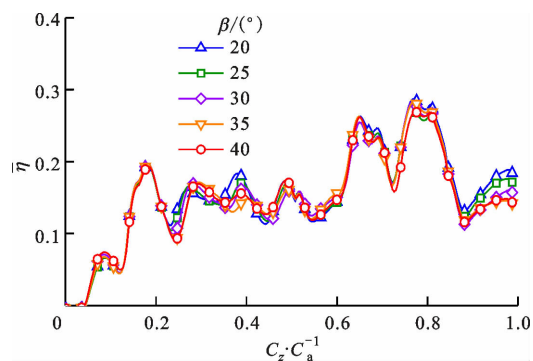
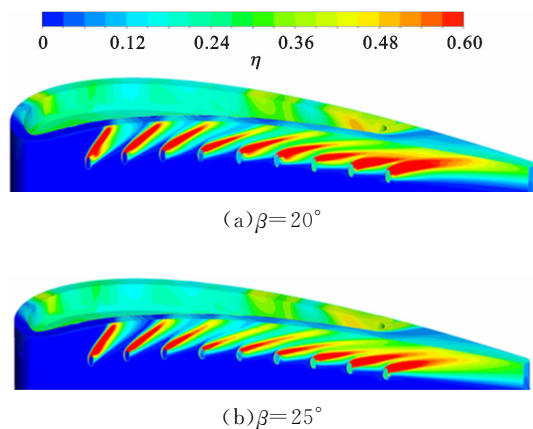


图 12 凹槽肩壁节距平均气膜冷却效率沿轴向的分布 (圆孔)

Fig. 12 Axial distributions of pitch-averaged film cooling effectiveness at the tip (cylindrical holes)

图 13 给出了不同射流角时叶顶压力侧的气膜冷却效率分布。现有研究表明,压力面与吸力面间



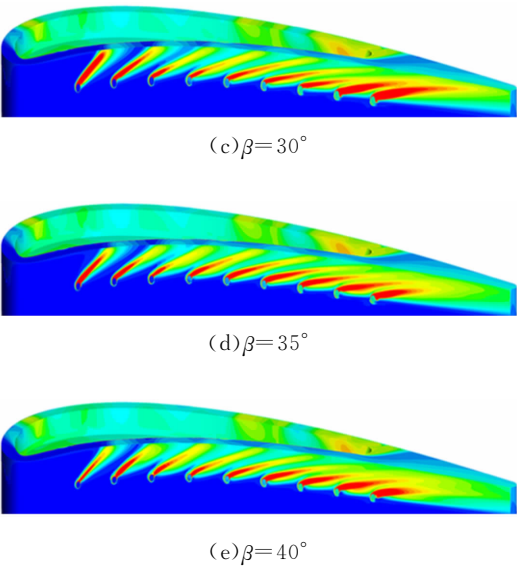


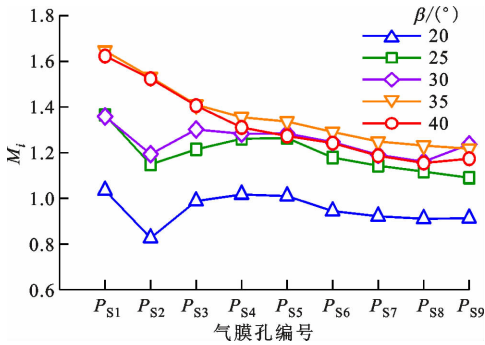
图 13 凹槽叶顶压力侧气膜冷却效率分布(圆孔)  
Fig. 13 Distributions of film cooling effectiveness on the pressure side at the squealer tip with different jet angle  $\beta$  (cylindrical holes)

的驱动压差沿轴向逐渐减小<sup>[4]</sup>,因此压力侧的冷却气膜逐渐向尾缘倾斜。 $\beta$ 增大,冷却气膜的覆盖范围减小,其覆盖范围的变化速率也减小。由 2.1 节的分析可知,这是因为  $M_{P_{S1}} \sim M_{P_{S9}}$  的数值及变化速率随  $\beta$  的增大均减小。

2.2 压力侧扩张孔时透平级凹槽叶顶冷却传热性能  
2.2.1 压力侧扩张孔时各气膜孔当地吹风比

图 14 给出了  $M=2.0$  条件下,压力侧气膜孔为扩张孔时各气膜孔的当地吹风比。 $\beta$  变化时,  $M_{T_1} \sim M_{T_8}$  的变化不大,且与采用圆孔时的数值相当(见图 5a),因此压力侧气膜孔的几何结构和射流角对叶顶气膜孔的当地吹风比影响不大。

对比图 5b 与图 14b 可知,压力侧气膜孔的几何结构和射流角对  $M_{P_{S1}} \sim M_{P_{S9}}$  的影响较大。采用扩张孔时:在  $20^\circ \leq \beta \leq 35^\circ$  范围内,  $M_{P_{S1}} \sim M_{P_{S9}}$  随  $\beta$  的增大而增大;在  $35^\circ < \beta \leq 40^\circ$  范围内,  $M_{P_{S1}} \sim M_{P_{S9}}$  随  $\beta$



(b) 压力侧气膜孔

图 14 采用扩张孔时各气膜孔的当地吹风比( $M=2.0$ )  
Fig. 14 Local blowing ratio of each hole when using fan-shaped pressure-side holes ( $M=2.0$ )

的增大而减小。为解释这一现象,图 15 给出了采用压力侧扩张孔时  $P_{S5}$  中心截面的流速分布。与图 6 相比,扩张孔的背风侧分离涡尺度更大,迎风侧射流速度更高。 $20^\circ \leq \beta \leq 35^\circ$  时,  $\beta$  增大,迎风侧流速增加对当地吹风比的影响大于背风侧分离涡的增大; $35^\circ < \beta \leq 40^\circ$  时,  $\beta$  增大,背风侧分离涡增大对当地吹风比的影响大于迎风侧流速的增加。由于扩张孔的进口段仍为圆柱形,进口截面随  $\beta$  的变化规律与 2.1.1 节中相同,因此对于同一编号的压力侧气膜孔,  $\beta$  增大时,当地吹风比随  $\beta$  的变化速率减小。

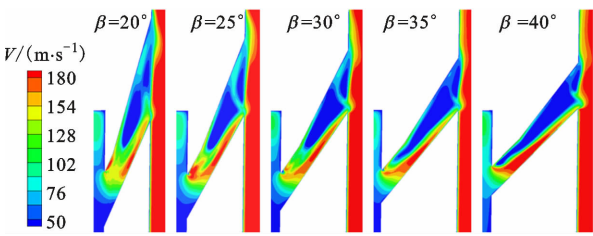
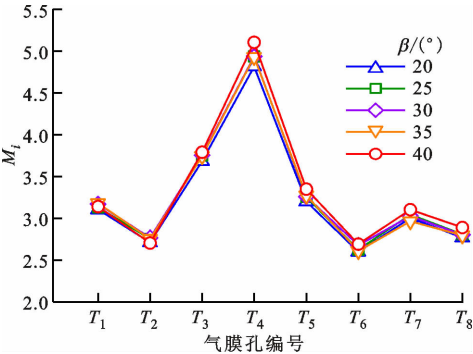


图 15  $P_{S5}$  中心截面的流速分布(扩张孔)

Fig. 15 Velocity distribution in the central section of  $P_{S5}$  (fan-shaped holes)

2.2.2 压力侧扩张孔时透平级凹槽叶顶的流场结构

图 16 给出了采用压力侧扩张孔时,透平级凹槽叶顶的三维流线。与采用圆孔时相比,凹槽叶顶的流场结构变化不大,但压力侧气膜孔出口的冷却流结构变化显著。从  $P_{S2}$  开始,冷却流分成了轨迹不同的 I、II 两部分,冷却流 I 从扩张孔的上边缘流出,冷却流 II 从侧边缘流出。由 2.1.2 节的分析可知,靠近气膜孔下端的冷却流 II 形成了肾形涡中较强的一支,即涡 K。涡 K 向下游流动的过程中,部分冷却流会再次附着于壁面上,如图 16 中再附着区域所示。



(a) 叶顶气膜孔

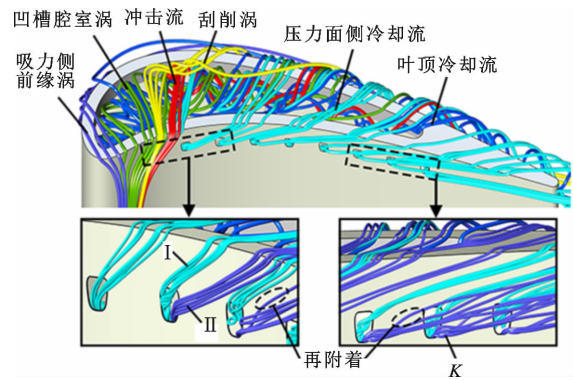


图 16 压力侧扩张孔时凹槽叶顶的主要流场结构( $\beta=30^\circ$ )  
Fig. 16 Main flow structure on the squealer tip when using fan-shaped pressure-side holes ( $\beta=30^\circ$ )

2.2.3 压力侧扩张孔时透平级凹槽叶顶的传热性能

图 17 给出了采用压力侧扩张孔时,透平级凹槽叶顶的传热系数分布。 $\beta$  变化时,凹槽底部和吸力侧肩壁的传热系数分布与采用圆孔时相似(见图 8),可见压力侧气膜孔的射流角和几何结构对凹槽内部的传热性能影响不大。但是, $\beta\leq 25^\circ$  时,扩张孔能够显著减小压力侧肩壁和叶顶尾缘热负荷。此外,通过对比图 10 与图 18 可知,采用扩张孔时  $0.25\leq C_z\cdot C_a^{-1}\leq 0.5$  范围内的曲线变化较平缓,表明扩张孔能够增加凹槽肩壁上气膜分布的均匀性。

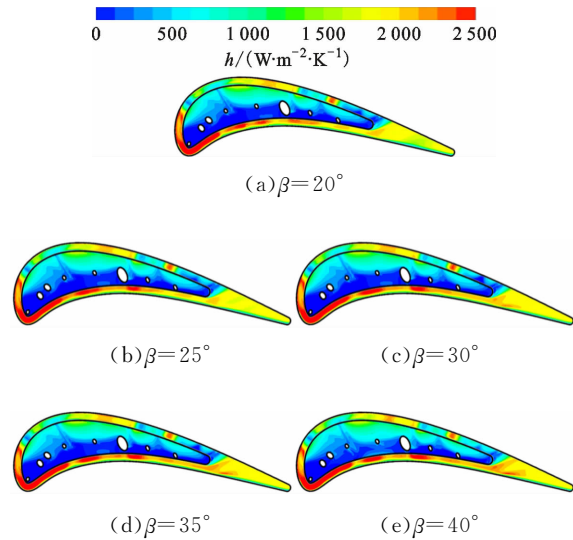


图 17 不同射流角  $\beta$  时凹槽叶顶传热系数分布(扩张孔)  
Fig. 17 Distributions of heat transfer coefficient at the squealer tip with different jet angle  $\beta$  (fan-shaped holes)

图 19 给出了采用压力侧扩张孔时,叶顶压力侧的传热系数分布。与图 10(圆孔)不同,扩张孔的下游存在两个分离的带状低传热区  $B_1$ 、 $B_2$ 。结合 2.2.2 节的流场结构分析可知,这是因为冷却流分成了冷却流 I 和冷却流 II 两部分(图 16),分别从气

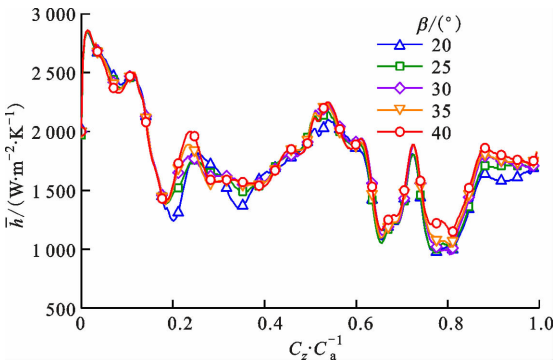


图 18 凹槽肩壁节距平均传热系数沿轴向的分布(扩张孔)  
Fig. 18 Axial distributions of pitch-averaged heat transfer coefficient at the tip (fan-shaped holes)

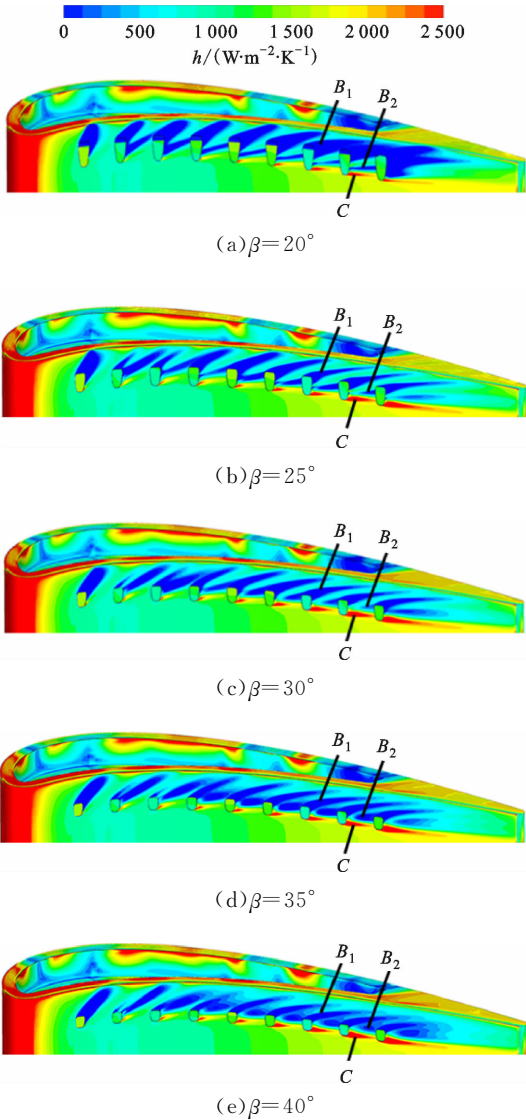


图 19 不同射流角  $\beta$  时凹槽叶顶压力侧传热系数分布(扩张孔)  
Fig. 19 Distributions of heat transfer coefficient on the pressure side at the squealer tip with different jet angle  $\beta$  (fan-shaped holes)

膜孔的上边缘和侧边缘流出,形成了带状低传热区  $B_1$  和  $B_2$ 。

带状低传热区  $B_1$ 、 $B_2$  的范围随射流角  $\beta$  的变化趋势不同。 $\beta$  增大,  $B_1$  的范围减小,这是因为冷却流 I 的贴壁性随  $\beta$  的增大而减弱。 $B_2$  的范围先减小后增大,这是因为  $\beta$  较小时,冷却流 II 紧贴壁面流动,其贴壁性随  $\beta$  的增大而减弱; $\beta$  较大时,冷却流 II 首先脱离壁面,汇入肾形涡,然后在肾形涡的作用下,一部分冷却流再次附着于壁面(图 16 中再附着区域),使  $B_2$  的范围增大。

2.2.4 压力侧扩张孔时透平级凹槽叶顶的冷却性能

图 20 给出了采用压力侧扩张孔时,叶顶气膜冷却效率的分布。射流角  $\beta$  变化时,凹槽底部和吸力侧肩壁的气膜冷却效率分布与采用圆孔时相似(图 11)。结合 2.2.3 节的分析可知,压力侧气膜孔的射流角和几何结构对叶顶气膜孔的传热冷却性能影响较小。因此,对压力侧气膜孔进行优化设计时可以不考虑叶顶气膜孔冷却传热性能的变化。但是,对比图 11 与图 20 可发现,在  $\beta$  相等的条件下,扩张孔能够增大叶顶尾缘的气膜覆盖范围,影响区域集中在  $0.7 \leq C_z \cdot C_a^{-1} \leq 1.0$  范围内(图 21),但随  $\beta$  增大,该区域的气膜冷却效率显著减小。

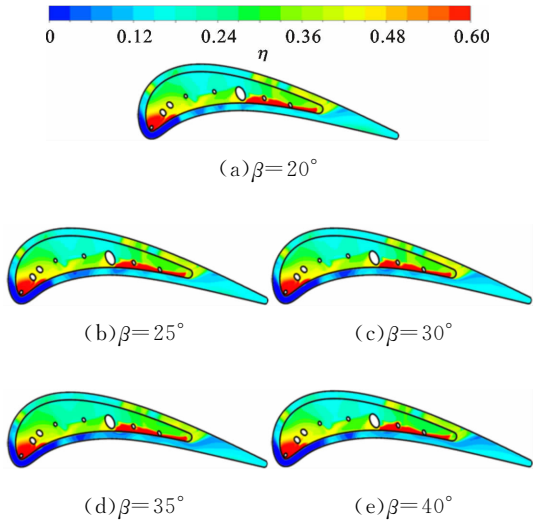


图 20 不同射流角  $\beta$  时凹槽叶顶气膜冷却效率分布(扩张孔)

Fig. 20 Distributions of film cooling effectiveness at the squealer tip with different jet angle  $\beta$  (fan-shaped holes)

图 22 给出了采用压力侧扩张孔时,叶顶压力侧的气膜冷却效率分布。与圆孔相比(图 13),扩张孔使  $P_{s2} \sim P_{s9}$  的冷却流形成了连续的冷却气膜,扩大了气膜的覆盖范围。扩张孔的下游存在两处高气膜

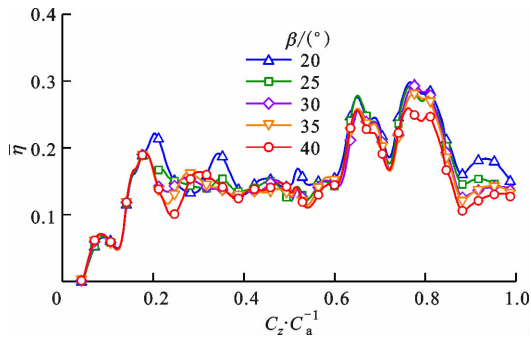


图 21 凹槽肩壁节距平均气膜冷却效率沿轴向的分布(扩张孔)

Fig. 21 Axial distributions of pitch-averaged film cooling effectiveness at the tip (fan-shaped holes)

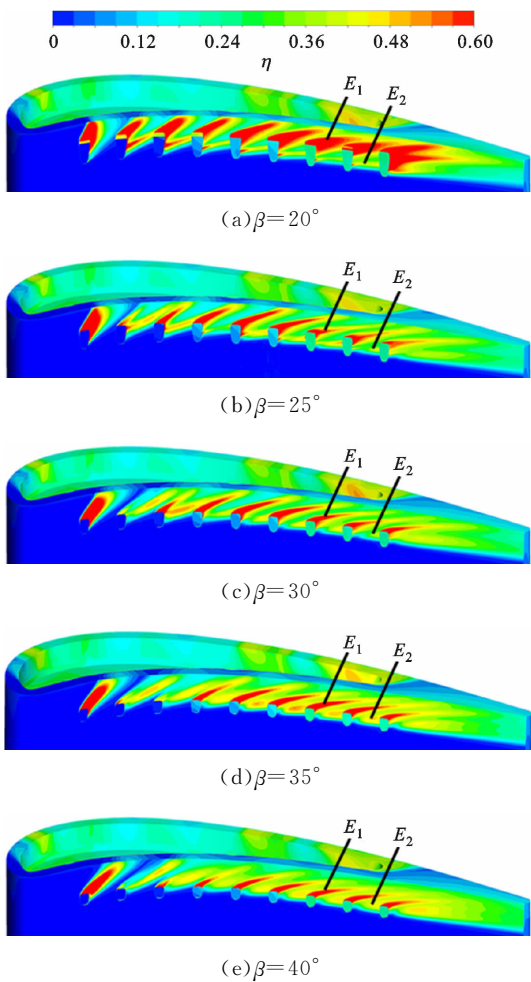


图 22 凹槽叶顶压力侧气膜冷却效率分布(扩张孔)

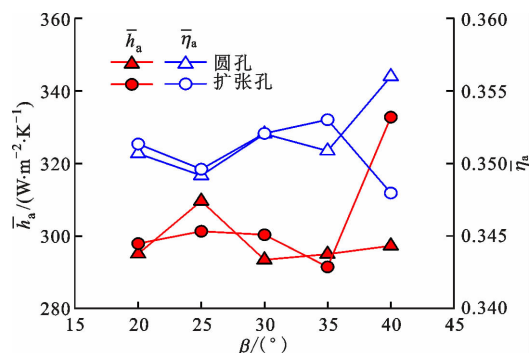
Fig. 22 Distributions of film cooling effectiveness on the pressure side at the squealer tip with different jet angle  $\beta$  (fan-shaped holes)

冷却效率区  $E_1$ 、 $E_2$ ,对应于图 19 中的低传热系数区  $B_1$ 、 $B_2$ 。随着  $\beta$  增大,  $E_1$  的范围减小,  $E_2$  的范围先减小后增大。由 2.2.3 节的分析可知,这是因为  $\beta$  增大时,冷却流 I 的贴壁性减弱,覆盖范围减小,而

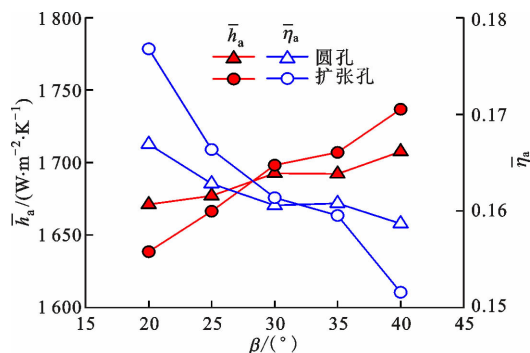
冷却流Ⅱ由直接贴壁过渡到了再附着贴壁(图16),覆盖范围先减小后增大。

### 2.3 2种压力侧气膜孔时凹槽叶顶冷却传热性能对比

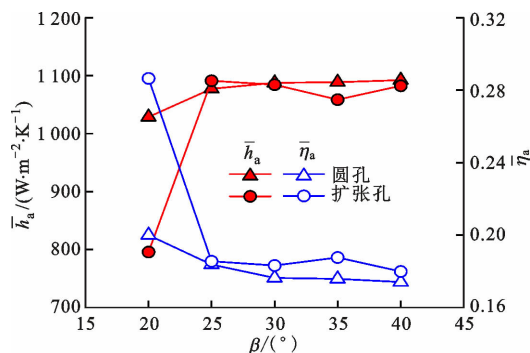
图23分别给出了凹槽底部、凹槽肩壁和叶顶压力侧(90%叶高以上)的面积平均传热系数、面积平均气膜冷却效率随 $\beta$ 的变化曲线。



(a) 凹槽底部



(b) 凹槽肩壁



(c) 叶顶压力侧(90%叶高以上)

图23 面积平均传热系数和面积平均气膜冷却效率

Fig. 23 Area-averaged heat transfer coefficient and area-averaged film cooling effectiveness

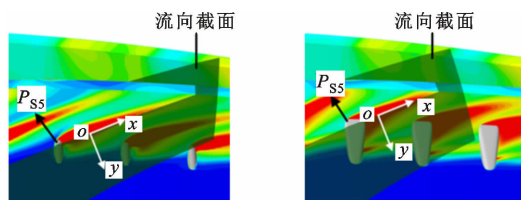
由图23a可知,采用圆孔时,凹槽底部的传热冷却性能变化在7%以内,因此压力侧射流角的变化对凹槽底部的传热冷却性能影响较小,但 $\beta=40^\circ$ 时,

凹槽底部的传热冷却性能恶化。这是因为 $\beta=40^\circ$ 时,冷却流的贴壁性显著减弱(图15),进入凹槽的压力侧冷却流流量显著减少,因此凹槽底部的冷却效果减弱。

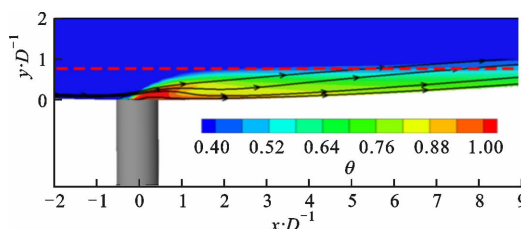
由图23b可知,在 $20^\circ \leq \beta < 30^\circ$ 范围内,扩张孔的肩壁冷却效果较好。 $\beta=20^\circ$ 时,与圆孔相比,扩张孔使肩壁面积平均传热系数降低了2%,面积平均气膜冷却效率升高了5.9%。 $30^\circ < \beta \leq 40^\circ$ 时,由于受迎风侧射流速度增加的影响,扩张孔的冷却性能下降较快,圆孔的冷却效果较好。此外,由曲线的变化速率可以看出,与圆孔相比,扩张孔的冷却性能对射流角变化的敏感度较高,采用扩张孔时, $\beta$ 由 $20^\circ$ 增大到 $40^\circ$ 时,肩壁面积平均传热系数增大了6%,面积平均气膜冷却效率减小了14.3%。

由图23c可知, $\beta \geq 25^\circ$ 时,叶顶压力侧(90%叶高以上)的冷却效果受射流角和气膜孔结构的影响较小。但是, $\beta=20^\circ$ 时,扩张孔的冷却效果明显较优,叶顶压力侧的面积平均传热系数降低了22.6%,平均气膜冷却效率升高了43.3%。此外,采用扩张孔时,小射流角的冷却效果优于大射流角,与 $\beta=40^\circ$ 相比, $\beta=20^\circ$ 时叶顶压力侧的面积平均传热系数增大了36%,面积平均气膜冷却效率减小了37.2%。

为了分析气膜孔结构对压力侧冷却流贴壁性的影响,图24给出了 $P_{ss}$ 流向截面的流线及无量纲温度分布。由式(6)可知, $\theta$ 越大,流体温度越低,壁面热负荷越小。采用圆孔时, $\theta > 0.94$ 的区域在 $x < 2D$ 范围内,气膜的腾起高度约为 $0.8D$ 。采用扩张孔时, $\theta > 0.94$ 的区域延伸至 $x < 4D$ 范围内,气膜的腾起高度下降到 $0.5D$ ,冷却气膜的贴壁性明显增强。



(a) 流向截面定义



(b) 圆孔

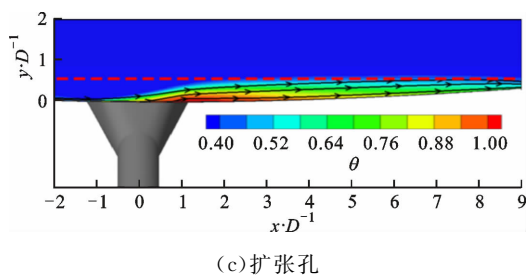


图 24  $P_{ss}$  流向截面的无量纲温度分布  
Fig. 24 Distributions of dimensionless temperature in the flow section of  $P_{ss}$

为了分析气膜孔结构和射流角对叶顶泄漏流的影响,图 25 给出了叶顶泄漏流流量的变化曲线。可以看出,  $\beta \leq 35^\circ$  时,泄漏流流量基本不变,但当  $\beta = 40^\circ$  时,泄漏流流量显著减小。这是因为  $\beta$  较大时,冷却射流沿压力侧壁面法向的速度分量较大,对泄漏流的阻碍作用较强,因此进入叶顶间隙的泄漏流流量较小。采用扩张孔时,冷却射流的贴壁性增强,对泄漏流的阻碍作用减弱,因此泄漏流流量增大。

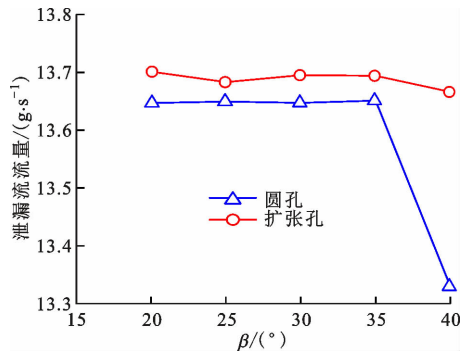


图 25 叶顶间隙泄漏流流量  
Fig. 25 Leakage flow rate through the tip gap

图 26 给出了级出口截面处(动叶下游 14 mm),等熵效率的节距平均值沿展向的分布曲线,可以看出泄漏流的影响在 0.9~1.0 相对叶高范围

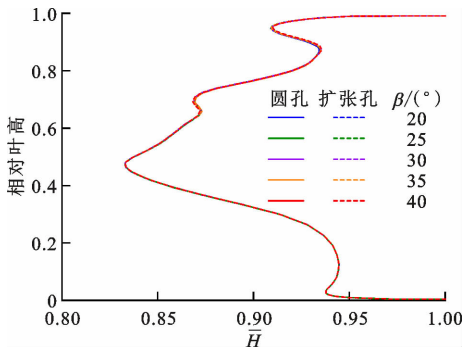


图 26 节距平均等熵效率沿展向的分布  
Fig. 26 Distributions of pitch-averaged isentropic efficiency along the span

内,上通道涡的影响在 0.5~0.7 相对叶高范围内,下通道涡的影响在 0.3~0.5 相对叶高范围内。压力侧气膜孔结构和射流角对级等熵效率的影响较小。

3 结 论

本文以带双排气膜孔的透平级凹槽叶顶为研究对象,研究了压力侧气膜孔结构和射流角对凹槽叶顶冷却传热性能的影响,分析了双排孔时的叶顶流场结构;对比了压力侧圆孔、扩张孔的冷却效果,分析了 5 种射流角条件下凹槽叶顶的冷却传热性能,主要结论如下。

(1)压力侧冷却流为凹槽叶顶的高危区域(凹槽肩壁、叶顶尾缘)提供了有效保护。前缘压力侧冷却流能够强化凹槽内部冷却;中部压力侧冷却流能够形成凹槽肩壁冷却气膜;尾缘压力侧冷却流能够形成叶顶尾缘冷却气膜。

(2)在  $20^\circ \leq \beta \leq 40^\circ$  范围内,  $\beta$  越小,压力侧冷却流的冷却效果越好。采用扩张孔时,  $\beta$  由  $20^\circ$  增大到  $40^\circ$ ,凹槽肩壁面积平均传热系数增大了 6%,平均气膜冷却效率减小了 14.3%;叶顶压力侧(90%叶高以上)面积平均传热系数增大了 36%,平均气膜冷却效率减小了 37.2%。合理推测,在几何允许的条件下,  $\beta$  越小压力侧冷却流的冷却效果越好。

(3)与圆孔相比,扩张孔能够在小射流角条件下提高压力侧冷却气膜的贴壁性,增强凹槽肩壁和叶顶压力侧的冷却效果。  $\beta = 20^\circ$  时,与圆孔相比,采用扩张孔时的凹槽肩壁面积平均传热系数减小了 2%,平均气膜冷却效率增大了 5.9%;叶顶压力侧(90%叶高以上)面积平均传热系数减小了 22.6%,平均气膜冷却效率增大了 43.3%。

参考文献:

[1] BUNKER R S. Axial turbine blade tips: function, design, and durability [J]. Journal of Propulsion and Power, 2006, 22(2): 271-285.  
[2] KIM J H, LEE S Y, CHUNG J T. Numerical analysis of the aerodynamic performance & heat transfer of a transonic turbine with a partial squealer tip [J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 152: 878-889.  
[3] YAN Xin, YE Mingliang, HE Kun. Investigations into heat transfer and aerodynamic performance of a worn squealer tipped turbine stage [J]. Journal of Turbomachinery, 2020, 142(9): 091012.  
[4] KWAK J S, HAN J C. Heat transfer coefficients on

- the squealer tip and near squealer tip regions of a gas turbine blade [J]. *Journal of Heat Transfer*, 2003, 125(4): 669-677.
- [5] ZHU D, LU S, MA H, et al. Rotating effect on transonic squealer tip cooling performance [C] // ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2017: V05AT12A014.
- [6] CHENG Fengna, ZHANG Jingzhou, CHANG Haiping, et al. Investigations of film-cooling effectiveness on the squealer tip with various film-hole configurations in a linear cascade [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, 117: 344-357.
- [7] 肖东, 李琛玺, 宋立明, 等. 凹槽深度及吹风比的不确定性对动叶叶顶冷却特性影响研究 [J]. *工程热物理学报*, 2020, 41(7): 1627-1634.
- XIAO Dong, LI Chenxi, SONG Liming, et al. Influence of uncertainties arising from squealer depth and blowing ratio on cooling characteristics of rotor tips [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2020, 41(7): 1627-1634.
- [8] 张玲, 董宇航, 李婷婷. 燃气轮机涡轮动叶顶部气动与传热特性的数值研究 [J]. *燃气涡轮试验与研究*, 2017, 30(6): 12-18, 42.
- ZHANG Ling, DONG Yuhang, LI Tingting. Numerical investigation on aerodynamic performance and heat transfer of rotor tip in gas turbine [J]. *Gas Turbine Experiment and Research*, 2017, 30(6): 12-18, 42.
- [9] 黄琰, 晏鑫, 何坤, 等. 气膜孔分布对凹槽叶顶传热和冷却性能的影响 [J]. *西安交通大学学报*, 2016, 50(5): 101-107.
- HUANG Yan, YAN Xin, HE Kun, et al. Effect of cooling-hole distributions on heat transfer and cooling effectiveness on turbine blade tip [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2016, 50(5): 101-107.
- [10] KIM Y W, DOWNS J P, SOECHTING F O, et al. Darryl E. Metzger Memorial Session Paper: a summary of the cooled turbine blade tip heat transfer and film effectiveness investigations performed by Dr. D. E. Metzger [J]. *Journal of Turbomachinery*, 1995, 117(1): 1-11.
- [11] NASIR H, EKKAD S V, BUNKER R S. Effect of tip and pressure side coolant injection on heat transfer distributions for a plane and recessed tip [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2007, 129(1): 151-163.
- [12] REZASOLTANI M, LU Kun, SCHOBEIRI M T, et al. A combined experimental and numerical study of the turbine blade tip film cooling effectiveness under rotation condition [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2015, 137(5): 051009.
- [13] ZHOU Zhihua, WANG Songtao, CHEN Shaowen. Numerical study of blade tip cooling at high speed with tip and pressure-side coolant injections [C] // ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2018: V05AT12A012.
- [14] HALILA E E, LENAHAHAN D T, THOMAS T T. Energy efficient engine high pressure turbine test hardware detailed design report [EB/OL]. (1982-06-01) [2021-08-05]. <https://ntrs.nasa.gov/citations/19850002687>.
- [15] KIM J, SEO W, BANG M, et al. Effect of shelf squealer tip configurations on film cooling effectiveness [C] // ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2018: V05CT19A006.
- [16] 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.
- [17] 陶文铨. 计算传热学的近代进展 [M]. 北京: 科学出版社, 2000: 362-363.
- [18] LIU Zhansheng, YANG Kefeng, YANG Xing, et al. Optimization of fan-shaped film cooling holes for enhancing cooling effectiveness under variable coolant inlet pressure ratios [C] // ASME Turbo Expo 2020: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2020: V07BT12A 039.
- [19] 张子寒, 何坤, 晏鑫. 带造型凹坑孔的平板气膜冷却特性研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2020, 54(7): 84-93.
- ZHANG Zihan, HE Kun, YAN Xin. Investigation on the film cooling efficiency on a plain surface with hole embedded in contoured crater [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2020, 54(7): 84-93.
- [20] AGA V, ABHARI R S. Influence of flow structure on compound angled film cooling effectiveness and heat transfer [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2011, 133(3): 031029.

(编辑 荆树蓉)