

文章编号: 1000-8055(2010)02-0308-06

# 复合角对涡轮叶片旋转气膜冷却效果的影响

李国庆, 邓宏武, 侠晖霞

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院

航空发动机气动热力科技重点实验室, 北京 100191)

**摘 要:** 对某小型燃气轮机设计工况下的涡轮动叶, 采用标准  $k-\varepsilon$  湍流模型, 数值模拟了复合角气膜孔对冷却效果的影响. 主流雷诺数为 670 000, 比较了吹风比分别为 0.5, 1.0, 1.5 和 2.0 时, 采用  $60^\circ, 30^\circ, 0^\circ, -30^\circ$  和  $-60^\circ$  复合角气膜孔的气膜流动情况和冷却效果. 结果表明: 在旋转状态下, 压力面上复合角可以有效地提高气膜冷却效果, 受哥氏力的影响, 朝向低半径的复合角的气膜冷却效果要好于朝向高半径; 吸力面上复合角对气膜冷却效果的影响不大.

**关 键 词:** 复合角; 气膜冷却; 旋转; 吹风比; 涡轮

**中图分类号:** V231.3

**文献标识码:** A

## Numerical investigation on film cooling effectiveness of rotating blade with multihole

LI Guo-qing, DENG Hong-wu, XIA Hui-xia

(National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engines,  
School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics,  
Beijing 100191, China)

**Abstract:** The multihole film cooling effectiveness on rotating blade surface of an on-design turbine was numerically studied by  $k-\varepsilon$  turbulence model. Cases of  $60^\circ, 30^\circ, 0^\circ, -30^\circ$  and  $-60^\circ$  multihole were compared under different blowing ratios when the main flow  $Re$  was 670 000. Results show that the rotating film cooling effectiveness can be greatly improved on pressure side with multihole, where the effectiveness of the multihole toward the low-radius is better than that of the multihole toward the high-radius because of the coriolis force. But the effectiveness isn't increased greatly on suction side with multihole.

**Key words:** multihole; film cooling; rotating; blowing ratio; turbine

气膜冷却是发动机高温部件的有效冷却方式之一. 它是通过壁面上的喷口喷出一股冷却剂来阻隔主燃气流对壁面加热, 并带走部分热量. 影响气膜冷却的因素很多, 复合角是其中之一. 所谓复合角, 即射流孔轴向在与冷却表面存在一定夹角  $\alpha$  的同时, 其在冷却表面的投影线与主流来流方向也存在一定夹角  $\beta$ .

当前对该领域的研究大多集中在静止状态下的简化模型. Sen<sup>[1]</sup>等人对  $\alpha$  为  $55^\circ$ ,  $\beta$  为  $0^\circ$  和  $60^\circ$

的单排射流孔下游的冷却和换热特性进行了研究, Ligrani<sup>[2-3]</sup>对  $\beta$  为  $30^\circ$  和  $50.5^\circ$  实验研究表明, 在复合角条件下冷气更易贴于壁面, 避免了“吹离”现象的发生. Reiss 和 Boelcs<sup>[4]</sup>得出较大吹风比时复合角平均冷却效果提高了  $10\% \sim 20\%$ . McGrath 等人<sup>[5]</sup>通过与平板气膜冷却做对比, 发现在压力面上当吹风比从 1.5 增加到 4.5 时, 仅导致冷却效果的提高, 而未发生吹离现象, 吸力面上类似. Ferguson<sup>[6]</sup>等人也做了类似计算, 发现采

收稿日期: 2009-01-14; 修订日期: 2009-04-01

作者简介: 李国庆(1981-), 男, 河北灵寿人, 博士生, 主要从事旋转状态下涡轮叶片外换热研究.

用简单角时压力面上的冷却效果较差,并且出现“吹离”现象,而有复合角的时候不会发生。

本文采用数值模拟,研究了某型燃气轮机在旋转状态下复合角气膜冷却的冷却效果。

1 数值计算

计算选取燃机的某一涡轮级,相关参数见表 1。

表 1 小型燃气轮机几何模型参数  
Table 1 Computational cases

| 参数                                 | 数值      |
|------------------------------------|---------|
| 轮毂直径 $D_h$ /mm                     | 100     |
| 机匣直径 $D_t$ /mm                     | 156     |
| 静叶数目 $n_1$                         | 16      |
| 动叶数目 $n_2$                         | 29      |
| 叶栅倾斜率 $\varepsilon=\theta/2\theta$ | 0.91    |
| 静叶安装角 $\alpha'/(^{\circ})$         | 42~48   |
| 动叶安装角 $\beta'/(^{\circ})$          | 45~77   |
| 静叶弦长 $b_1$ /mm                     | 24      |
| 动叶弦长 $b_2$ /mm                     | 14~19.5 |
| 动叶进气角/ $(^{\circ})$                | 57~93   |
| 气膜孔直径 $D_2$ /mm                    | 1       |
| 气膜孔流向倾角 $\alpha(^{\circ})$         | 30      |

1.1 计算模型

选取一个导叶通道和两个动叶通道进行三维实体建模,如图 1。为使流动充分发展,防止在进

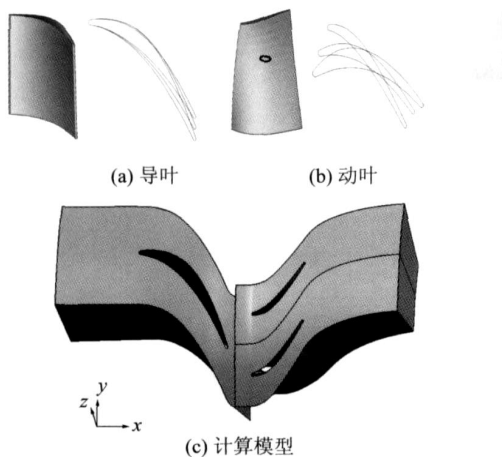


图 1 小型燃气轮机计算模型  
Fig. 1 Computational model of turbine

出口边界处出现回流或者涡等因素而导致计算发散,将流道的进出口段做适度延伸。气膜孔开在动叶的叶盆和叶背中部,直径为 1 mm。

1.2 网格划分

本模型采用六面体结构化网格,如图 2。为了提高网格质量,在叶片外部及气膜孔周围,均采用了 O 型网格处理。在速度梯度较大、流动情况复杂的区域对网格进行了局部加密,距叶片最近的一层网格厚度仅 0.02 mm。

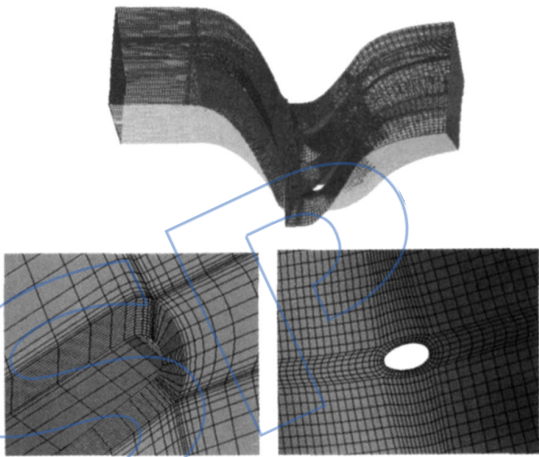


图 2 计算网格  
Fig. 2 Computational grid

在计算中确保叶片壁面函数  $y^+$  都控制在 5 以内。网格质量良好,其中单元最小内夹角达到 29.5 以上,而衡量六面体网格单元变形程度的三维雅克比行列式值 Determinant  $3 \times 3 \times 3$  达到 0.55 以上,均满足求解器的计算要求。导叶网格数量为  $110 \times 58 \times 50$ ,动叶网格数量为  $149 \times 54 \times 68$ ,总网格数为 141 万。

1.3 计算条件

计算模型固体壁面均设置为绝热无滑移条件,通道两侧设置以  $z$  轴为对称轴的周期性对称边界条件,控制方程采用三维雷诺平均守恒型 Navier-Stokes 方程,湍流模型为标准  $k-\varepsilon$  模型,收敛准则设置为最大残差 (max residual) 小于  $10^{-5}$ ,对一级涡轮的流体域进行数值求解。射流由冷气腔提供,以冷气腔的进口速度为射流进口条件。

在设计转速  $\Omega=59\,000\text{ r/min}$  时,计算了吹风比分别为 0.5, 1.0, 1.5 和 2.0 时,  $-60^{\circ}$  (表示朝向低半径方向),  $-30^{\circ}$ ,  $0^{\circ}$ ,  $30^{\circ}$  和  $60^{\circ}$  等 5 种复合角共计 20 种工况,如图 3 所示。其余参数如表

2 所示.

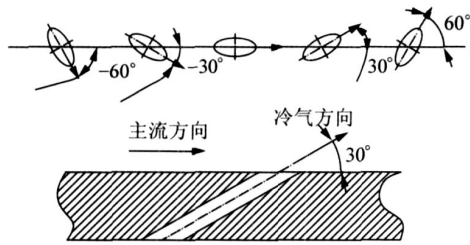


图 3 气膜出流分布图  
Fig. 3 Sketch of film cooling holes

表 2 复合角计算工况  
Table 2 Computational cases

| 参数                           | 范围    |
|------------------------------|-------|
| 冷却工质                         | 空气    |
| 主流流量 $m_1 / (\text{kg/s})$   | 2.13  |
| 入口总压 $p_1 / \text{kPa}$      | 412.8 |
| 出口总压 $p_4 / \text{kPa}$      | 177   |
| 主流温度 $T_g / \text{K}$        | 1167  |
| 冷气温度 $T_c / \text{K}$        | 500   |
| 转速 $\Omega / (\text{r/min})$ | 59000 |
| 主流速度 $v_m / (\text{m/s})$    | 155.1 |
| 主流雷诺数 $Re_m / 10^5$          | 6.7   |
| 射流雷诺数 $Re_c / 10^5$          | 1.6~5 |
| 旋转数 $R_t$                    | 0.15  |
| 吹风比 $M$                      | 0.5~2 |

2 旋转状态下叶片表面流体  
受力分析

旋转坐标系下,叶片外表面气流流动控制方  
程为

连续方程

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{V}) = 0 \tag{1}$$

动量方程

$$\begin{aligned} \rho(\mathbf{V} \cdot \nabla) \mathbf{V} = & -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{V} - \\ & \rho[2\boldsymbol{\Omega} \times \mathbf{V} + \boldsymbol{\Omega} \times (\boldsymbol{\Omega} \times \mathbf{r})] \end{aligned} \tag{2}$$

能量方程

$$\rho c_p (\mathbf{V} \cdot \nabla) T = \lambda \nabla^2 T \tag{3}$$

其中  $\rho$  为流体密度,  $\mathbf{V}$  为流体速度,  $\boldsymbol{\Omega}$  为转速,  $\mathbf{r}$  为

控制点半径,  $T$  为流体温度,  $p$  为压力,  $\lambda$  为导热  
系数.

由控制方程可以看出,压力面哥氏力朝向低  
半径,而吸力面哥氏力朝向高半径.图 4 为叶片的  
简化模型<sup>[7]</sup>.在旋转状态下,叶片表面流体的受力  
情况如图所示.离心力场的势函数与压力项合并,  
主要考虑离心浮升力和哥氏力的作用.

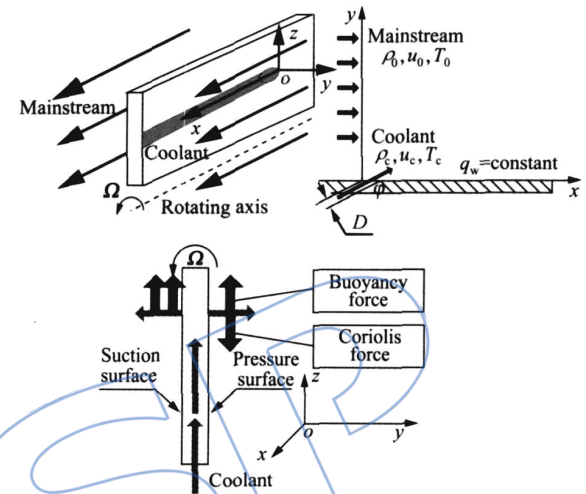


图 4 模型简化及受力分析  
Fig. 4 Simplified model and force analysis

3 结果与分析

本文主要研究气膜冷却的侧向平均实际冷却  
效果,其定义为

$$\eta = (T_g - T_w) / (T_g - T_c) \tag{4}$$

其中  $T_w$  为被冷却叶片表面的实际温度.

定义吹风比

$$M = \rho_c v_c / \rho_g v_g \tag{5}$$

其中  $\rho_c$  和  $v_c$  分别为冷气的密度和速度,  $\rho_g$  和  $v_g$   
分别为主流的密度和速度.

3.1 压力面上复合角在不同吹风比下对冷却  
效果的影响

从图 5 可以看出,当采用简单角即  $\beta = 0$  时,  
 $M = 0.5$  的冷却效果最好,随着吹风比的增大,冷  
气的覆盖区域发生变化,气膜冷却效果下降得很  
快.当  $M = 2$  时,覆盖区域非常小,无法实现对叶  
片的冷却.比较同一吹风比下不同的气膜孔可以  
看出,复合角对气膜冷却的影响很大,尤其是当吹  
风比较大时,较大的复合角可以改善冷气的脱壁  
现象,显著提高冷却效果,这主要是由于较大的复

合角会降低流向的分速度,即降低了当地流向上的吹风比.这一结果与 Ligrani<sup>[2]</sup>等人的实验结果相吻合.

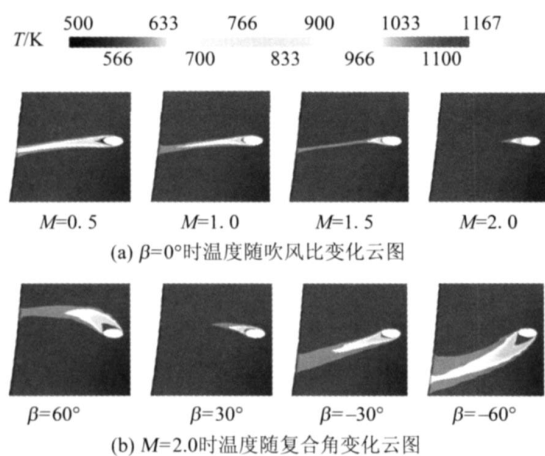


图 5 压力面温度分布云图

Fig. 5 Temperature distribution on pressure side

从图 6(a)中可以看出,吹风比较小时,复合角对气膜冷却效果影响不大.而由图 6(b)中可以得到, $\beta = \pm 30^\circ$ 时冷却效果要好于简单角;从  $x = -4D$  到  $x = 0D$  区域, $\beta = \pm 60^\circ$ 时的冷却效果大约是  $\beta = 0^\circ$ 时的两倍.此处引入当地流向吹风比

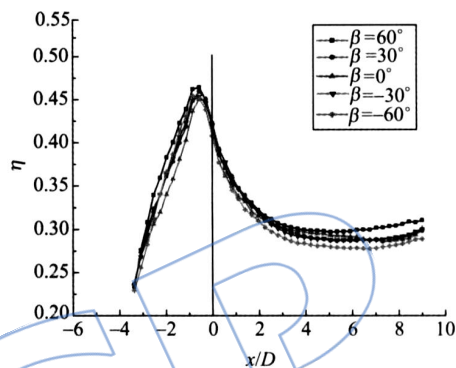
$$M_l = \rho v_{cl} / \rho_g v_g \quad (6)$$

其中  $v_{cl}$  为  $v_c$  在流向上的分速度.

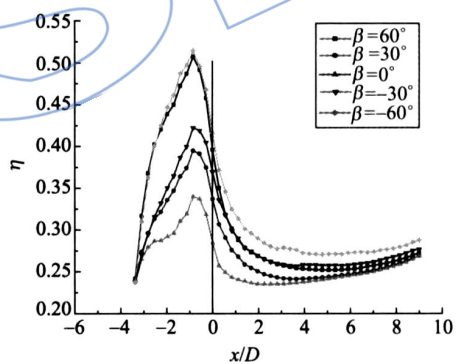
低吹风比时,气膜覆盖效果均较好.随着吹风比的增大,复合角对冷却效果的影响逐渐变得显著,在气膜孔周围以及下游相当大的一段区域里,气膜冷却效果随  $\beta$  数值的增加而提高.以  $M = 2$  为例,由于吹风比过大,采用简单角时,气膜孔周边的侧向平均冷却效果约为 0.33,在气膜孔下游区域的冷却效果均小于 0.25,随着  $x$  的增大, $\eta$  反而略有回升,这是因为较大的吹风比会导致冷气穿透动量相应增大,从而削弱了主流气体的影响,并且此处压力面的曲率较大,冷气很容易穿越主流边界层,而随冷气的主流不断掺混,动量降低,在冷气发展到一定距离后又被渐渐压回壁面.但是当  $\beta = 60^\circ$  时,冷气的流向分速度  $v = v \cdot \cos 60^\circ$ ,当地流向吹风比  $M_l = 0.5M$ ,接近此曲面上的最佳吹风比,因此可以有效地降低穿透动量.由图 6 中  $x = 4D \sim 8D$  的  $\eta$  变化曲线也可以看出,穿透现象基本消除,此时增加冷气用量  $m_c$  的优势体现出来,气膜孔下游的冷却效果  $\eta$  几乎是不采用复合角时的两倍.这一规律与 McGrath 等

人<sup>[5]</sup>的计算结果一致.

从图 5 和图 6 还可以看出,简单角时,气膜出流轨迹向低半径偏转.朝向低半径的复合角气膜覆盖区域要大于朝向高半径,且冷却效果也较好.这是因为在旋转状态下,气流受哥氏力和离心力的共同作用.压力面上,哥氏力指向低半径方向,离心力指向高半径方向,在设计工况时,哥氏力的作用大于离心力,因此简单角气膜出流轨迹向低半径偏转.



(a)  $M=0.5$  时冷却效果随复合角变化规律



(b)  $M=2.0$  时冷却效果随复合角变化规律

图 6 压力面冷却效果

Fig. 6 Film cooling effectiveness in pressure side

当复合角朝向低半径时,射流从气膜孔射出后产生朝向低半径的分速度  $v_z$ ,在旋转状态下产生朝向叶片表面的哥氏力,该力与  $v_y$  产生的朝向低半径的哥氏力一起作用,有利于射流附壁,因而可以获得更好的冷却效果.因此,在旋转状态下,压力面上朝向低半径的复合角的气膜冷却效果要好于朝向高半径.

叶片通道内的流动情况比较复杂.在端壁处,有向上的二次流作用.在叶尖,由于泄漏流的存在,其流动结构极其复杂.因此,上述结论适用于压力面叶片中部稳定流动区域.

### 3.2 吸力面上复合角在不同吹风比下对冷却效果的影响

从图7可以看出,与压力面相比,吸力面的冷气覆盖效果普遍较好.当 $\beta=0^\circ$ 时,随着吹风比的增大,冷却效果有先上升再下降的趋势,当前工况下最佳吹风比 $M$ 在1左右,高于压力面上的最佳吹风比.当吹风比增大到 $M=2$ 时,仍旧出现冷气脱离再附壁的现象.与压力面相比,这一脱离时刻发生的比较晚.这是因为吸力面的曲率方向造成当地的速度较高,在壁面附近形成低压区,冷气被压制在壁面边界层内,不易冲出壁面.

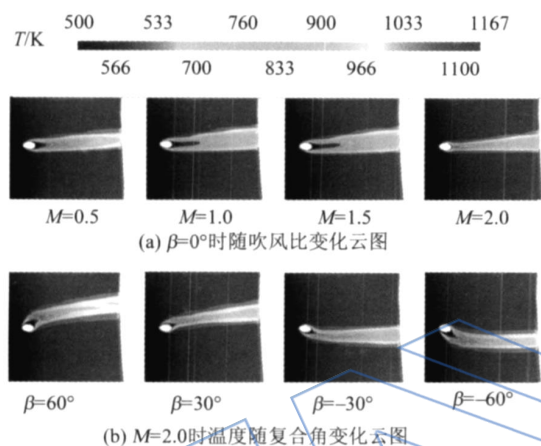
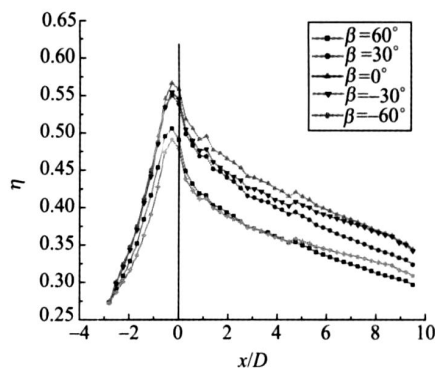


图7 吸力面温度分布云图

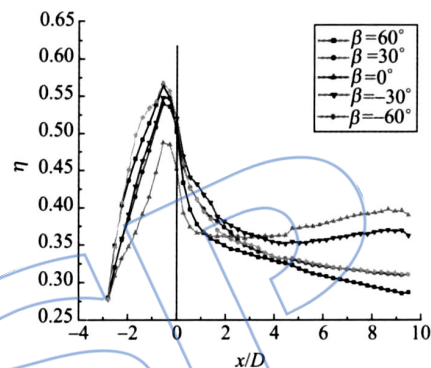
Fig.7 Temperature distribution on suction side

从图8可以看出,与压力面明显不同的是, $M=0.5$ 时吸力面采用简单角时的冷却效果普遍高于采用复合角时的冷却效果; $M=2.0$ 时,气膜孔下游从 $x=4D$ 开始, $\beta=\pm 60^\circ$ 的冷却效果比 $\beta=0^\circ$ 时降低了接近50%。 $\beta$ 角的增大反而降低了气膜孔下游的冷却效果,随着吹风比的增加,这一效应越来越明显.这一结论与Ferguson<sup>[6]</sup>等人的研究结果一致.

由于叶片通道吸力面一侧的主流速度较高,与主流方向不一致的冷气会与主流剧烈掺混,冷气动能迅速耗散,传热系数提高,对气膜孔下游的冷却不利,而且吹风比较高时这一现象尤其明显.因此低吹风比时复合角不利于提高冷却效果.但在 $M=2$ 处,与吹风比较大带来的吹离现象相比,复合角带来的削弱效应不太明显,与此同时,大复合角降低流向吹风比 $M_1$ 的作用体现出来,因此反而能在气膜孔下游较近的区域( $x<3D$ )内对冷却效果略有提高.



(a)  $M=0.5$ 时冷却效果随复合角变化规律



(b)  $M=2.0$ 时冷却效果随复合角变化规律

图8 吸力面冷却效果

Fig.8 Film cooling effectiveness on suction side

## 4 结 论

由以上分析可得出如下结论:

1) 压力面上,在叶片中部稳定流动区域,采用复合角显著提高了气膜冷却效果,受哥氏力的影响,朝向低半径的复合角气膜冷却效果要好于朝向高半径.在较大吹风比( $M>0.5$ )时,采用复合角降低了当地流向上的吹风比 $M_1$ ,使其更接近最佳吹风比,所以随着复合角的加大,冷却效果显著提高;同时,采用复合角还可以增强展向冷却效果,弥补简单角时展向气膜孔间得不到冷却的缺点,这对涡轮叶片的冷却有很大的应用价值.

2) 吸力面上,采用复合角不会导致冷却效果的明显变化.低吹风比时,简单角的冷却效果要好于复合角;高吹风比时,在气膜孔附近,复合角有利于提高冷却效果,在气膜孔下游从 $x=4D$ 开始,简单角的冷却效果要远远好于复合角.因此,吸力面上一般来说不需要采用复合角.

## 参考文献:

- [1] Sen B, Schmidt D L, Bogard D G. Film cooling with com-

- pound angle holes: heat transfer[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1989, 111: 57-62.
- [ 2 ] Ligrani P M, Ciriello S, Bishop D T. Heat transfer, adiabatic effectiveness, and injectant distributions downstream of a single row and two stagger rows of compound angle film cooled holes[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1992, 114: 687-700.
- [ 3 ] Ligrani P M, Wigle J M, Ciriello S, et al. Film cooling from holes with compound angle orientations: Part 1—Results downstream of two staggered rows of holes with 3D spanwise spacing[J]. ASME Journal of Heat Transfer, 1994, 116: 341-352.
- [ 4 ] Reiss H, Boelcs A. Experimental study of showerhead cooling on a cylinder comparing several configurations using cylindrical and shaped holes[R]. IGTI Turbo Expo, Indianapolis, Paper 99-GT-123, 1999.
- [ 5 ] McGrath E L, Leylek J H, Buck F A. Film cooling on a modern HP turbine blade: Part IV—Compound angle shaped holes[R]. IGTI Turbo Expo., Amsterdam, Paper GT-2002-30521, 2002.
- [ 6 ] Ferguson J D, Leylek J H, Buck F A. Film cooling on a modern HP turbine blade: Part III—Axial shaped holes[R]. IGTI Turbo Expo., Amsterdam, Paper GT-2002-30522, 2002.
- [ 7 ] Xu G Q, Yang B, et al. Theoretical analysis of rotating film cooling mechanism: Dimensionless groups of adiabatic effectiveness and heat transfer coefficient [R]. ISTP Dynamic of Rotating Machinery, Hawaii, ISRDMAC12-2008-20099, 2008.