

文章编号: 1000-8055(2009)05-1089-07

具有前缘凹陷特征的气冷涡轮叶型研究

王 凯, 王松涛, 王仲奇
(哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 哈尔滨 150001)

摘 要: 提出了一种具有前缘自锁涡的新型气冷涡轮叶型. 对新叶型流场进行了跨声速情况下的详细数值研究. 观察了由前缘冷气喷射所形成的冷气旋涡沿叶型表面的变化. 将新叶型的冷却效率、能量损失、压力场等与传统气冷涡轮叶型进行了对比. 结果表明: 新气冷叶型能够把由前缘冷气喷射形成的冷气旋涡锁定在其凹陷部位. 冷气与主流的掺混损失减小. 因此, 前缘冷气喷射孔的列数可以减少. 相应地, 冷气喷射量可以减少.

关 键 词: 凹陷特征; 冷气旋涡; 跨声速; 冷却效率

中图分类号: V231.3 **文献标识码:** A

Study of an air-cooled turbine blade profile with depression feature at leading edge

WANG Kai, WANG Song-tao, WANG Zhong-qi
(School of Energy Science and Engineering,
Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: A new air-cooled turbine blade profile with depression feature at leading edge was presented in this paper. The flow field of this blade profile at the transonic condition was simulated in detail. The change of vortex position induced by the leading edge cooling air injection along the blade profile was observed. The aerodynamic characteristics of the new blade, such as film effectiveness, energy loss and pressure field, were compared with the traditional air-cooled turbine blade. The result shows that this new blade locks up the vortex induced by the leading edge cooling air injection in its depression part. The mixing of cooling air and mainstream becomes weak. Thus, the number of the leading edge cooling air injection holes can be reduced along with the decreasing amount of injection.

Key words: depression feature; cooling vortex; transonic; film effectiveness

在气冷涡轮设计中要把握如下的设计原则, 首先, 希望通过最少量的冷气达到预期的冷气效率. 其次, 冷却空气量对涡轮工作过程效率的不利影响应该得到严格限制.

传统方法中, 冷却涡轮叶栅研究的目的是通过改变冷却空气喷射点的数目和位置, 改变喷射的角度, 改变缝隙或小孔的尺寸和形状以及改变空气量或喷射速度等办法来综合控制叶片表面

的气膜覆盖效果与损失的发展.

Yamamoto^[1] 的试验结果表明, 从叶型前缘和前缘压力面逆主流喷射冷气引起损失增加. Nirmalan 和 Hilton^[2] 发现前缘喷射冷气在不同喷射率下对型面静压基本没有影响. 而冷气掺混降低了热传导, 而掺混造成湍流度上升又增加了热传导. Gladden 和 Gauntner^[3,4] 发现喷射冷气可使层流向湍流转化, 压力面附面层一般为湍流, 气

收稿日期: 2008-11-12; 修订日期: 2008-12-09
基金项目: 国家“863”计划(2008AA)
作者简介: 王凯(1981-), 男, 黑龙江大庆人, 博士, 主要从事叶轮机械设计研究.

动损失的变化就不如吸力面上喷射冷气时剧烈. T. P. Moffitt 等^[5]报道了发散冷却叶片, 冷却空气的加入使得叶型背弧上附面层大量积累, 尾迹厚度迅速增加. 因此叶栅效率随冷却流量增加而不断降低.

通过上述研究结果可以看出, 叶型前缘背弧表面冷气喷射对流动方式以及效率的影响较大. 要达到高效冷却最重要的是对冷气喷孔位置、冷气喷射流量以及冷气喷射角的综合优化设计. 到目前为止, 关于气膜冷却孔位置与前缘叶型耦合设计的研究文章还是很少.

本文提出了一种新型的具有前缘凹陷特征的气冷涡轮叶型. 这种新叶型可以锁定冷气旋涡在其凹陷部位. 相应地, 提出一个新的冷却方式: 旋涡冷却. 在叶型前缘, 由凹陷部分前的冷气喷射孔喷出的冷气形成一个稳定的片状的冷气旋涡, 覆盖了大部分前缘叶型表面. 这个冷气旋涡可以冷却其覆盖的叶型表面.

对新叶型在跨声速条件下的应用进行了数值研究. 将新叶型的冷却效率、能量损失、压力场等与传统气冷涡轮叶型进行了对比.

1 新型冷却叶型概念

现代发动机高温涡轮气冷导向叶型采用的冷却结构通常是对流、冲击、气膜复合冷却结构. 采用气膜冷却时, 有很多因素制约着其冷气的喷射, 如果喷射流量大或者喷孔喷射角度选择有问题, 就能使冷却气流在叶型表面形成一个冷气旋涡(如图 1). 这样, 在造成掺混损失的同时也改变了主流沿原有设计叶型表面的流动.

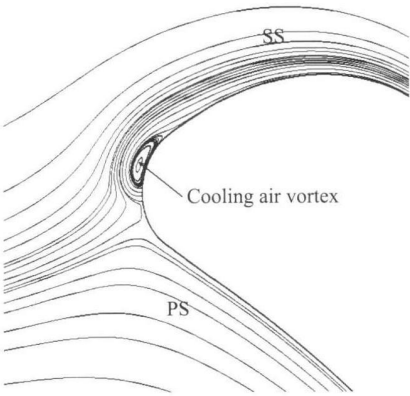


图 1 原型叶型
Fig. 1 Original blade

换个角度来考虑, 旋涡虽然对流动有影响, 但

是如果在不可避免的情况下, 对其进行合理的利用也会带来一定的好处. 这正是新叶型(如图 2)设计的目的所在.

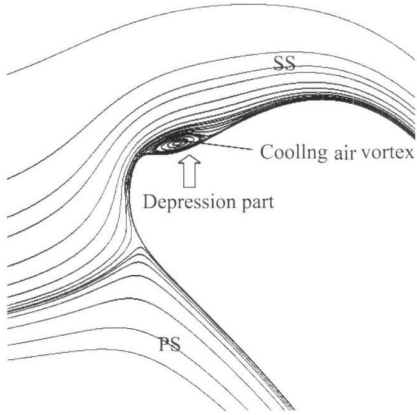


图 2 新型叶型
Fig. 2 Depression blade

本文提出的新型气冷涡轮叶型具有前缘凹陷的特征. 其特点是:

- 1) 把冷气所产生的旋涡锁定在预先设计的凹陷叶型部分内, 利用冷气旋涡来隔绝高温气体与叶型表面的接触.
- 2) 通过冷却涡来填补叶型的凹陷部分, 使主流流场中的流线与无冷气喷射流场中的流动轨迹一致. 减少了由于冷气喷射所造成的主流流场的变化.
- 3) 传统冷却叶片往往在叶片上布置很多列的冷气喷孔, 采用新型冷却叶片(结合新的冷却方法: 旋涡冷却)可以减少旋涡覆盖处的冷气喷孔. 减少了喷射冷气的流量, 可以提高涡轮的效率, 同时也降低了气冷叶片的加工难度.

新叶型的造型方法

首先, 设计一个传统气冷叶型, 通过对二维叶型作气动计算, 观察冷气旋涡的位置和大小.

然后, 对叶型的凹陷位置、凹陷程度进行选择, 调整冷气喷射角度. 直到找到一个最佳的方案. 这步是整个设计过程的核心步骤.

第三, 对设计好的二维叶型进行空间积迭, 并进行数值计算, 讨论其合理性. 结果不满足工程要求的需要对二维叶型进行重新的设计.

最后, 对叶型进行试验验证.

2 应 用

为了论证新型叶型的设计思想, 本文有两个应用举例: ① 对新叶型进行跨声速条件下的数值

模拟, 冷气从叶型前缘的同一个喷管喷出, 但是喷射角度不同; ② 设计了两个喷管, 一个在前缘点, 另一个在新型叶型的凹槽附近. 采用气膜冷却和旋涡冷却的混合冷却方式. 并且与传统冷却叶型进行了比较, 如图 3 所示. 计算网格如图 4 所示.

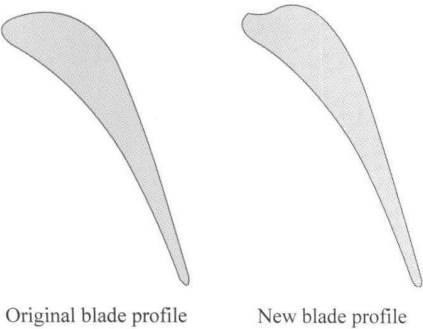


图 3 新型叶型与传统叶型
Fig. 3 Blade profiles

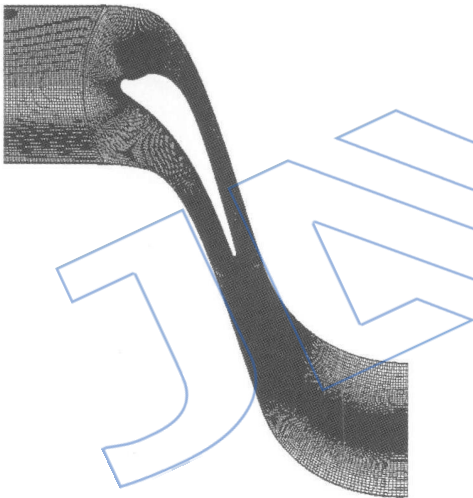


图 4 新型叶型计算网格
Fig. 4 Grid of new blade profile

对设计叶型进行以实际流线为子午线的薄片计算. 薄片通过中径(Intermediate diameter)附近两条流线截取(如图 5 所示), 薄片厚度正好能容下一个冷气喷射孔.

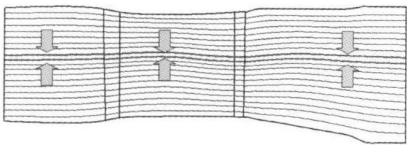


图 5 子午流道
Fig 5 Meridian passage

原型采用典型航空燃气轮机跨声速高压级直叶片导叶栅. (参数见表 1), 导叶叶片数为 27 片. 采用 Numeca 软件包内的 Igg 软件生成网格. 叶片体网格为 O 型拓扑结构. 整个计算域网格拓扑为 H-O-I 型.

表 1 主要参数和边界条件

Table 1 Main parameters and boundary conditions

叶型参数	
静叶数	27
冷气喷孔直径/ mm	0.6
叶高/ mm	50
弦长/ mm	92
叶型厚度/ mm	17
边界条件	
进口总温/ K	1730
进口总压/ kPa	2120
出口静压/ kPa	880
主流进气角/ (°)	0
冷气温度/ K	790
进口雷诺数	760 000
吹风比	1.5

数值计算采用 Numeca 商用软件包 FINE/ Turbo, 参数见表 1, 求解三维定常 Navier-Stokes 方程组. 方程的空间离散采用有限体积法的二阶迎风 TVD(Total variation diminishing) 格式, 湍流模型采用 Spalart- Allmaras 一方程模型, 并采用多重网格技术加速收敛.

第一个应用目的是要通过多种方案的计算找出一个较好的喷射角度, 使得冷气旋涡可以完全地锁定在凹陷部分. 边界条件参见表 1.

喷射方案(如图 6 所示)是从同一冷气孔位置分别向着 7 个不同喷射角度喷射冷气. 然后找出适合这个新型叶型的冷气喷射角度. 喷射位置固定. 其中, 带数字的箭头为冷气喷射方向, 它们与主流的夹角为 ϕ_n .

从图 7 可以看出, 旋涡随着 ϕ_n 的减小而逐渐变薄. 当喷射方向与型面切线方向接近时($\phi_7 = 55^\circ$), 冷气旋涡被拉伸成了细长的薄片, 并且几乎充满叶型凹槽. 冷气旋涡把叶型凹陷部分表面与主流彻底隔开. (图 8 所示) 新叶型使得主流在叶型附近的流动状况大为改观, 从图中可以清楚的看到, 原型在进行冷气喷射时, 壁面附近主流流线有一个很大的变形; 新叶型使得前缘的主流几乎

是沿着与原型叶型前缘相同的轨迹流动.

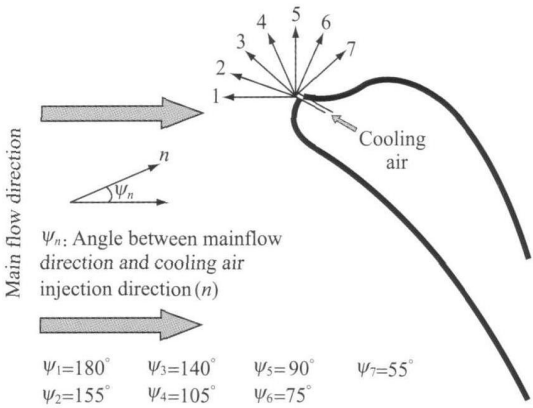


图 6 冷气喷射方案示意图

Fig.6 Schematic diagram of cooling air injections

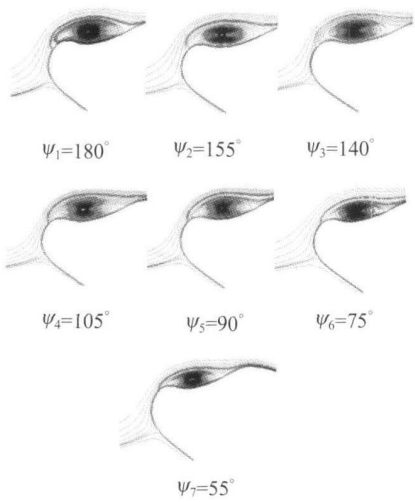


图 7 不同喷射角对应的不同冷气旋涡

Fig.7 Different cooling vortex according to the different injection angles

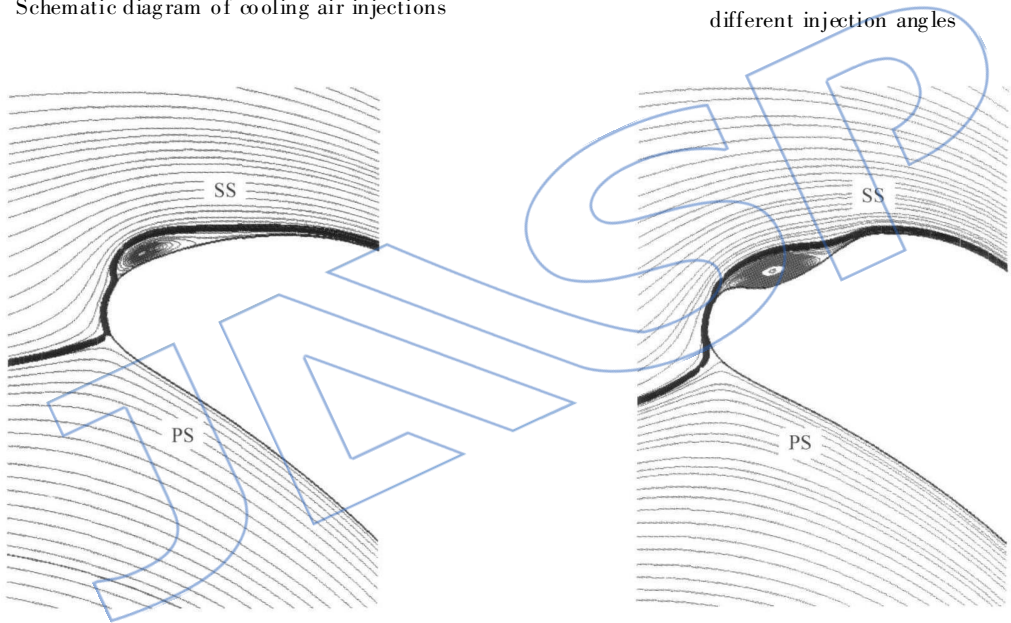


图 8 原型叶型 (左) 和新型叶型 $\psi= 55^\circ$ (右) 的流线对比

Fig.8 Streamlines of the original blade (Left) and new blade $\psi= 55^\circ$ (Right)

从图 9 中可以看出, 冷气喷射时, 在背弧的 a 部分有一个局部的压力增大. 这个部分正是新叶型凹陷的区域. 由于在凹陷部位叶型变薄, 使得叶型内背弧压差变小. 不过, 这部分由于冷气的填充

使得其对主流的影响并不大. 叶型其他表面的压力分布没有受到很大的影响.

为了衡量喷射角度对冷气掺混损失的影响, 所以引入冷气掺混损失公式^[6]

$$\xi = 1 - \frac{\left[1 - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] (m_1 \cdot T_{01} + m_c T_{0c})}{m_1 \cdot T_{01} \left[1 - \left(\frac{p}{p_{01}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] + m_c \cdot T_{0c} \left[1 - \left(\frac{p}{p_{0c}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad (1)$$

其中 p 为静压, p_0 为主流出口总压, p_{01} 为主流进口总压, p_{0c} 为冷气总压, T_{01} 为主流总温, T_{0c} 为冷气总温, m_1 为主流流量, m_c 为冷气流量, κ 为绝热指数.

分别对新型叶型的 7 喷射方案的冷气掺混损失进行了计算. 从图 10 中可以直观的看到冷气掺

混损失随着与主流夹角的改变的变化趋势. 不同喷射角度的掺混损失有所不同. 大角度逆主流的方案掺混损失大, 与主流夹角小的掺混损失较小. 这个与文献 [7] 中提到的相符.

最后, 必须得提到的是, 由于新型叶型使得凹陷部分的冷气喷射位置数目较原有的叶型明显减

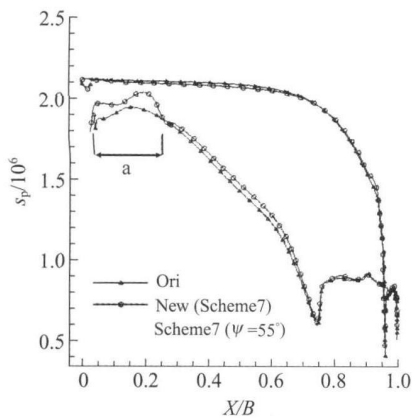


图9 表面静压对比图

Fig. 9 Contrast figures of static pressure

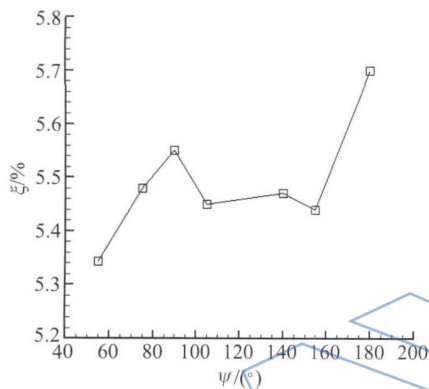


图10 掺混损失随着冷气注入角度的变化趋势

Fig. 10 Mixing loss changes according to the variation of injection angle

少. 在保持单孔冷气喷射量不变的前提下, 凹陷叶型比原有叶型掺混损失小是一个必然的结果.

应用二是对新型叶型冷却效率提高的可行性分析. 如图 11 所示, 在叶型前缘点处增加一个垂直叶型表面喷气的冷气喷孔, 与凹陷部位前的喷孔组合成复合冷却(如图 12(b)). 复合冷却与单孔冷却(如图 12(a))进行了对比. 然后, 采用复合冷却方式的新型叶型与传统叶型原型进行了对比.

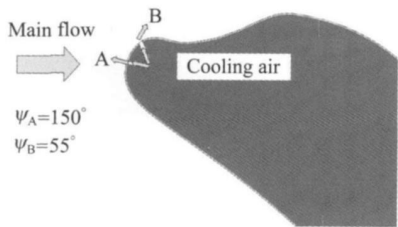


图11 复合冷却示意图

Fig. 11 Schematic diagram of composite coolings

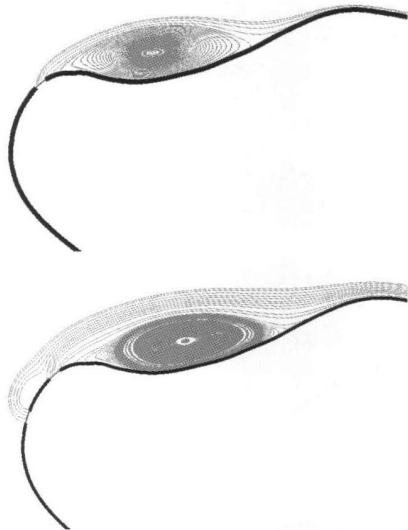


图12 冷却方式示意图

Fig. 12 Schematic diagram of cooling methods

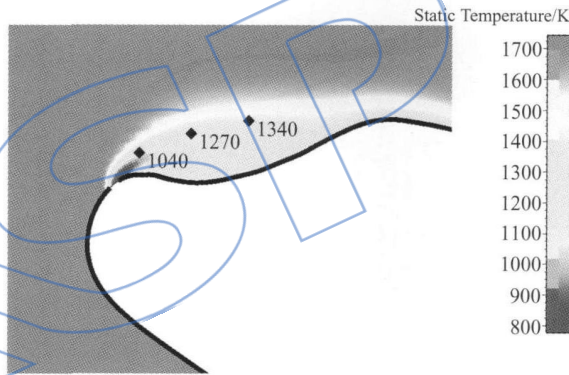


图13 旋涡冷却静温云图

Fig. 13 Static temperature of the vortex cooling

新型叶型设计具有节约冷气喷射量、减少掺混损失以及简化内部结构的优点. 但是, 由叶型凹陷部分前单独一个冷气喷射孔喷出的冷气量是不够冷却整个吸力面的. 从图 13 中可以清楚的看出, 冷气喷射后温度很快上升到 1 000 K. 所以冷却效率不好.

正是因为单孔冷却效率低, 所以采用多列喷孔的复合冷却来实现较好的气膜冷却效率.

如图 14 所示, 采用复合冷却方法, 随着冷气喷射量的增加叶型凹陷部分可以锁定更多的冷气. 因此, 当地温度可以保持很低.

表面冷却效率(η) 公式如下:

$$\eta = (T_{\infty} - T_w) / (T_{\infty} - T_c) \quad (2)$$

式中 T_w 为壁面温度, T_{∞} 为主流温度, T_c 为冷气总温.

从图 15 可以清楚的看出, 在新型叶型前缘点增加一列冷气喷孔后, 吸力面的冷却效率随着冷

气量的增加明显升高.

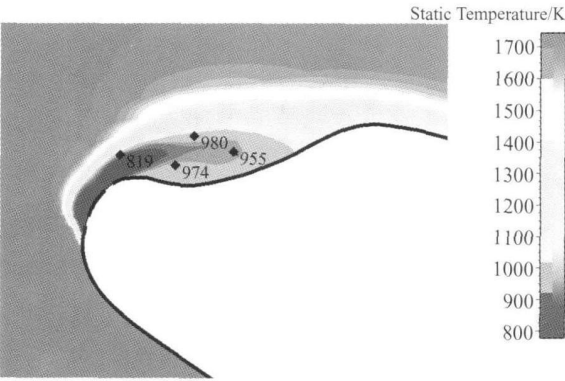


图 14 复合冷却静温云图

从图 18 中可以看出, 当冷气流量相同时 ($W_c=1.8\%$), 除凹陷部位 b 以外的新型叶型吸力面冷却效率都有所提高. 在凹陷部位 b, 新叶型的冷却效率低于带两个喷管的原型叶型, 这是因为这里的冷气不能直接进入附面层. 然而, 这个冷气旋涡阻止了来流燃气的热传导到吸力面其他部分. 这使得凹陷部分后的吸力面冷却效率得以提高.

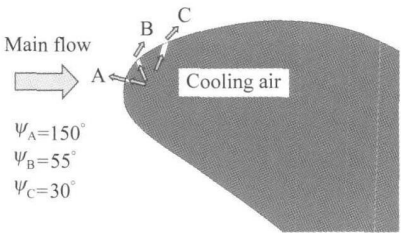


图 17 有三列冷气喷孔的传统叶型示意图

Fig. 17 Schematic diagram of original blade with three rows of injection holes

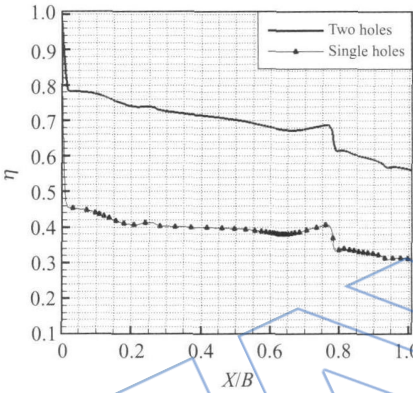


图 15 新型叶型吸力面冷却效率对比图

Fig. 15 Contrast figures of film effectiveness at suction side of new blade

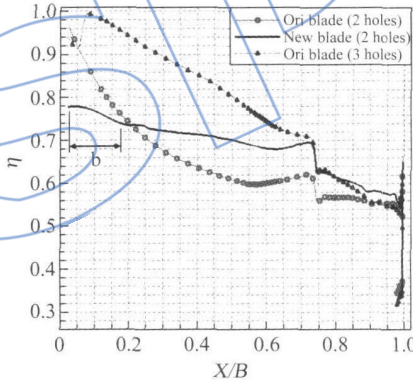


图 18 吸力面冷却效率对比图

Fig. 18 Contrast figures of film effectiveness at suction side

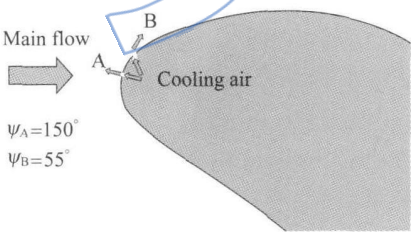


图 16 有两列冷气喷孔的传统叶型示意图

Fig. 16 Schematic diagram of original blade with two rows of injection holes

下面, 采用复合冷却方式的新型叶型与传统叶型进行了对比. 图 16 为传统叶型原型, 有两列于新型叶型位置相同的冷气喷射孔. 图 17 为具有 3 列冷气喷射孔的传统叶型, 其中喷射孔 A 和 B 与新型叶型喷射孔位置相同, 喷射孔 C 位于新型叶型凹陷部分所对应的部位.

从图 18 中还可以发现, 当冷气量(新叶型 $W_c=1.8\%$, 原型 $W_c=2.6\%$)和冷气喷孔列数(新叶型 2 列, 原型 3 列)都不同时, 新型叶型冷却效率不如原型. 但是从表 2 中可以看出新型叶型掺混损失最低.

表 2 不同方案的掺混损失

Table 2 Mixing losses of different schemes

	新型叶型	原型	原型
喷孔列数	2	2	3
冷气喷射量 $W_c/\%$	1.8	1.8	2.6
掺混损失 $\%$	5.6	5.8	6.2

3 结 论

本文结合旋涡冷却方式, 提出了新型气冷叶型的概念. 两个应用举例的结果表明这个新型冷却叶型是可行的.

这个新型叶型可以把冷却气体锁定在其凹陷部位. 同时, 生成冷气旋涡. 与传统叶型比较, 新型叶型的主流流动更合理. 冷气喷孔的减少导致了冷气喷射量的相应减小. 叶片内部冷却结构也可以简化. 在主流流动以及叶片冷却效率相同的前提下, 掺混损失随着冷气喷射量的减少而减小. 因此, 能够改善效率.

参考文献:

[1] Yamamoto A, Kondo Y, Murao R. Cooling air injection into secondary flow and loss fields within a linear turbine cascade [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1991: 113: 375-383.

[2] Nirmalan V, Hilton L D. An experimental study of turbine vane heat transfer with leading edge and downstream film cooling [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1990: 112: 477-487.

[3] Gladden H J, Gauntner J W. An adverse effect of film cooling on the suction surface of a turbine vane [R]. NASA T N-D-7618, 1974.

[4] Gladden H J, Gauntner J W. Experimental verification of film cooling concepts on a turbine vane [R]. ASME Paper 75-GT-21, 1975.

[5] Moffitt T P, Nosek S M, Roelke R J. Turbine aerodynamic considerations for advanced turbines [R]. NASA, SP259, 1971.

[6] Sieverding C H, Arts T, Denos R. Investigation of the flow field downstream of a turbine trailing edge cooled nozzle guide vane [R]. ASME 94-GT-209, 1994.

[7] Kline J F, Stabe R G, Moffitt T P. Effect of cooling hole geometry on aerodynamic performance of a film cooled turbine vane tested with cold air in a two-dimensional cascade [R]. NASA, Technical Paper, 1136, 1978.