

涡轮叶片复合冷却的实验研究

南京航空学院 郑际睿 吉洪湖 孔祖开 王宝官

【摘要】 按照涡轮叶片复合冷却的全过程，本文由三部分组成。首先，研究了冲击射流对复合冷却叶片前缘内壁的冲击—对流冷却，从而整理出在驻点处的内换热系数经验公式以及沿前缘内壁的换热系数变化规律。其次，研究了由于从气膜孔喷出的射流引起的气膜冷却效果在不同的吹风比下沿前缘外壁的变化规律。第三，由于气膜射流对主流的扰动作用，造成了传热的强化，由此，本文整理出一组局部外换热系数的经验关系式。

一、复合冷却叶片的内局部传热特性^[1, 2, 3]

复合冷却实验在传热风洞中进行，试验段用以模拟研究复合冷却叶片的内外传热特性。该实验装置由三部分组成：主流传热风洞，二次流系统和数据采集及处理系统^[1~5]；图1为试验模型及其安装图。试验靶由泡桐木制成，内壁（凹面）用以试验冲击射流的内传热特性，而外壁（凸面）用于气膜冷却实验。本实验配有三种不同气膜孔的试验靶，分别安装在模型支架上。图2分别表示气膜孔的位置角和喷射角的坐标系统图，其值分别在表1和2列出。表3列出所采用的五种冲击管尺寸示意图。

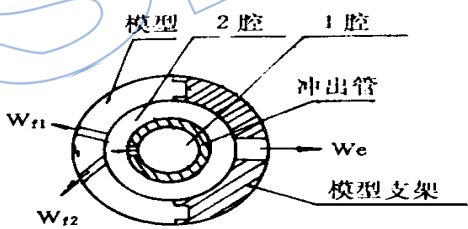


图1 试验模型装配示意图

表1 试验模型的几何参数

模型	θ_1	θ_2	$\Delta\theta$	ψ
1	14°	25°	14°	45°
2	14°	25°	14°	90°
3	20°	30°	15°	90°

表2 不同模型的 θ 、 α 、 β 角

模型	1孔	2孔
1	$\theta_1 = 14^\circ; \alpha = 90^\circ; \beta = 41^\circ$	$\theta_2 = 25^\circ; \alpha = 76.4^\circ; \beta = 43.3^\circ$
2	$\theta_2 = 25^\circ; \alpha = 0^\circ; \beta = 90^\circ$	$\theta_2 = 25^\circ; \alpha = 0^\circ; \beta = 76^\circ$
3	$\theta_1 = 20^\circ; \alpha = 0^\circ; \beta = 90^\circ$	$\theta_1 = 30^\circ; \alpha = 0^\circ; \beta = 75^\circ$

表3 冲击管的几何参数

管	1	2	3	4	5
d_n	5.5	4.5	3.5	5.5	5.5
c_n/d_n	2	2	2	2.4	3
n	7	8	11	6	5

从压缩机引来的压缩空气作为冷却射流进入冲击管（图1中的1腔）经冲击孔喷出对试验点的凹面驻点进行冲击，然后向两侧的2腔折转，对两侧已通电加热的铂片冷却。射流经气膜孔时部分从气膜孔排入主流中作气膜冷却；其余的仍沿凹腔作对流冷却，最后经模型支架的排气孔排出至大气中。进入冲击管总流量 W_j 用转子流量计测定，而经试验靶两侧气膜排入主流的流量 W_{f1} 和 W_{f2} 分别由埋气膜孔出口处测压

孔测出静压, 然后按文献 [3] 标定方法和所整理公式求出流量。同时测量内凹腔铂片的电流和每条铂片的端电压差, 从而按铂片电压—温度关系式求出该铂片的平均温度^[3], 再由该铂片的电流 i 和电压 u_x 按下式求该工况的局部换热系数 h_x , 由此可得 $Nu_x = h_x d_n / \lambda$,

$Re_{im} = w_j d_n / A f \mu$:

$$Q_x = i u_x = h_x A_x (T_{w,x} - T_r) \quad (1)$$

式中 Q_x 为第 x 铂片的热流, A 为铂片表面积, $T_{w,x}$ 为在 x 处的平均壁温, T_r 为恢复温度

$$T_r = T_\infty [1 + r M_\infty^2 (k - 1) / 2] \quad (2)$$

T_∞ 为主流静温, M_∞ 主流 Ma 数, r 为恢复系数 $\approx Pr^{1/3}$, $k = c_p / c_r = 1.4$, d_n 为冲击孔直径, 下角注: "im" 表示冲击射流的。雷诺数 Re 和努谢尔数 Nu 中的物性 λ 和 μ 都取参考温度 T_{ref} 为定性温度。 T_{ref} 定义为

$$T_{ref} = T_\infty + 0.5(T_{w,x} - T_\infty) + 0.22(T_r - T_\infty) \quad (3)$$

为了利用微型计算机作数据采集和处理, λ 和 μ 用文献 [6] 介绍的公式形式经过整理而得下述公式进行运算^[2,3]。该式误差在 2% 以内, 数据采集及处理见文献 [4]。

$$\lambda = 2.501 \times 10^{-3} T_{ref} / (T_{ref} + 194.44) \quad (4)$$

$$\mu = 1.4586 \times 10^{-6} T_{ref} / (T_{ref} + 110.55) \quad (5)$$

由于模型 1 和 2 除气膜孔方向之外其余都相同, 气膜孔方向对冲击射流影响小, 故对内传热特性实验只用模型 2 和 3 对五个冲击管分别进行不同径比 Z_n / d_n 和流量的实验。通过实验把驻点处 (下角 $x = 0$) 的实验数据按最小二乘法整理模型 2 和 3 两个 $Nu_{x=0}$ 的经验公式:

$$(Nu_{x=0})_{model2} = 0.1093 Re_{im}^{0.6618} (c_n / d_n)^{1.345} (Z_n / d_n)^{-0.5324} (d_n / D_i)^{-1.376} \quad (6)$$

$$(Nu_{x=0})_{model3} = 4.864 Re_{im}^{0.3807} (c_n / d_n)^{0.4038} (Z_n / d_n)^{-0.1472} (d_n / D_i)^{0.3711} \quad (7)$$

式中 D_i 为试验模型的内直径, Z_n 为冲击孔至模型的距离。上式适用范围: $3 \times 10^3 \leq Re_{im} \leq 8 \times 10^4$, $2 \leq c_n / d_n \leq 3$, $0.5 \leq Z_n / d_n \leq 2.5$, $0.1 \leq d_n / D_i \leq 0.16$

1. Z_n / d_n 、 c_n / d_n 和 d_n / D_i 对 $Nu_{x=0}$ 的影响 图 3 和图 4 分别对模型 2 和 3 按 Z_n / d_n 和 c_n / d_n 绘制的 $Nu_{x=0}$ 关系图, 两图 1, 2, 3, 4, 5 线的 Z_n / d_n 为 0.5, 1.5, 2.5, 1.5, 1.5, c_n / d_n 为 2, 2, 2, 2.4 (图 4 为 2.5), 3。两种模型在同一 c_n / d_n 下, $Nu_{x=0}$ 都随着 Z_n / d_n 的增加而减少 (图中的线段 1、2 和 3), 而在同一 Z_n / d_n 下, $Nu_{x=0}$ 都随 c_n / d_n 而增加。不过在同一 Re_{im} 下, $(Nu_{x=0})_{model2}$ 高于 $(Nu_{x=0})_{model3}$, 而且变化也较大。这可能因为模型 2 的气膜孔较接近驻点, 使射流引起强烈扰动所致。 d_n / D_i 的变

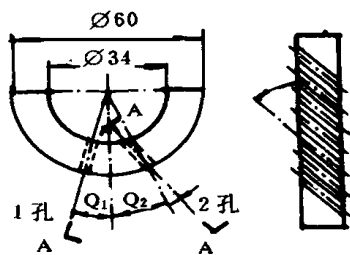


图 2a 气膜孔位置角

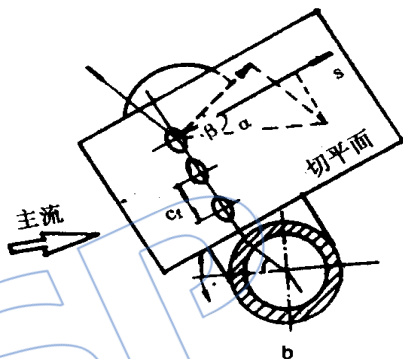


图 2b 气膜孔喷射方向坐标图

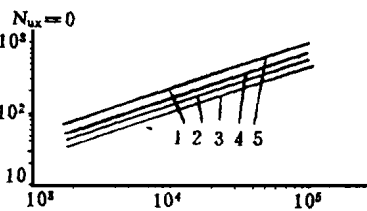


图 3 模型 2 的 $Nu_{x=0} - Re_{im}$ 图

化范围很狭, 实际上对 $N_{ux=0}$ 的影响不大。

2. $(x/R_i)_d$ 对 N_{ux} 的影响 图 5 和图 6 分别表示模型 2 和 3 沿 $(x/R_i)_d$ 的分布情况, 下角注 d 表示以度数表示, 即 $(x/R_i)_d = 180^\circ (x/R_i) / \pi$, R_i 为模型内半径。模型 2 的 N_{ux} 分布大致同高斯误差函数较接近, 从驻点的最大值 (由于超出范围, 未在图上表示) 迅速单调下降。同时由于驻点两侧气膜孔不对称, 故曲线也不对称于驻点。 N_{ux} 值 Z_n/d_n 的增加而下降。模型 3 的气膜孔距驻点较远, 不像高斯分布, 而在紧邻气膜孔下游出现峰值 (7), 而后随 $(x/R_i)_d$ 的增加而下降; 经气膜孔喷出的射流也较少, 沿凹面流动较多, 约在 $x/R_i > \pi/3$ 处发现 N_{ux} 开始上升。这种情况在模型 2 从未发现过。

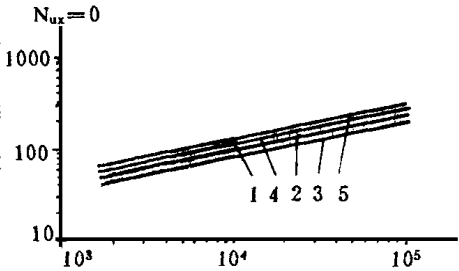


图 4 模型 3 的 $N_{ux=0}-Re_m$ 图

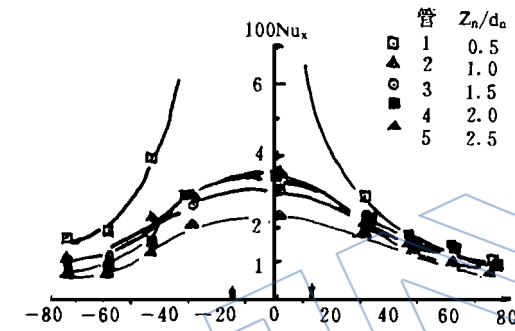


图 5 冲击冷却 $N_{ux}-x/R_i$ 图 (模型 2)
 $(Re = (5.5 \sim 5.8) \cdot 10^4, c_n/d_n = 2)$

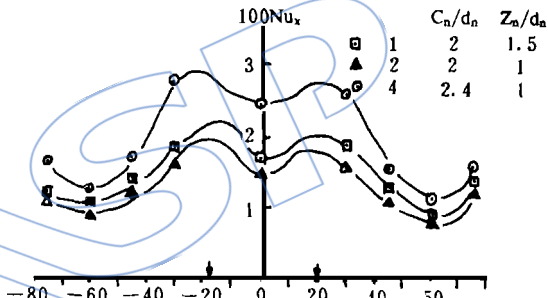


图 6 冲击冷却 $N_{ux}-x/R_i$ 图 (模型 3)
 $Re = (5.5 \sim 5.8) \cdot 10^4$

二、叶片前缘的气膜冷却效果^[1, 2, 3]

壁面有气膜冷却时, 热流量一般用下式:

$$Q/A = h_o(T_{aw} - T_w) \tag{8}$$

式中 h_o 为无气膜孔时的换热系数, T_{aw} 为有气膜冷却时的绝热壁温。通过实现把 T_{aw} 整理成一元因次量 η , 称为气膜冷却效果, 也称绝热有效温比, 定义为

$$\eta = (T_\infty - T_{aw}) / (T_\infty - T_f) \tag{9}$$

式中 T_f 为射流在气膜孔出口处的温度。 η 值与主流 Re_∞ 数、吹风比 $I = \rho_f V_f / \rho_\infty V_\infty$, 以及距前缘驻点处的距离 x/R 有关, R 为模型外半径。本实验取模型外壁来模拟叶片前缘外壁的气膜冷却效果。贴在外壁的铂片用以测量绝热壁温度。铂片电流限在 10mA 以下, 以便忽略铂片的发热量。实验时, 射流须加热至约高于主流 50~70 。实验结果分述如下:

1. 吹风比 I 对 η 的影响 图 7a, b, c 表示三种模型的 I 对 η 的影响。在低吹风比, η 都随 I 增加而上升, 约在 $I = 0.6 \sim 0.7$, η 达最大值, 然后随 I 增加而下降。模型 1 的 η 最小传值约在 $I = 1$, 而模型 2 和 3 约 $I = 2$, 然后 η 再上升。这可作以下的解释: 在低 I 值, 低动量的射流在主流作用下沿外壁流动而不掺混, 部分壁面暴露于主流, 故 η 小, 随 I 增加后射流之

间相互混合,增加了复盖面,故 η 上升直至 $I=0.6\sim 0.7$ 为止。若再提高 I ,射流动量大到足以穿入主流中,使主流在射流下面流动,故 η 下降。有 $I>2$ 时,穿入主流中的射流重新附着壁面流动而使 η 提高。

2. α 和 β 对 η 的影响 θ 反映气膜孔位置,即距驻点的夹角。比较图 7a, b 和 c, 模型 1 的 β 为 45° ; 气膜覆盖面比其它两模型($\beta=90^\circ$)为大,因而 η 也较高。因此斜喷射比垂直喷射为佳。由图 8a 和 8b, 模型 2 ($\theta=14^\circ$)的 η 比模型 3 ($\theta=20^\circ$)为小,这说明气膜孔距驻点远的似比近的为优。

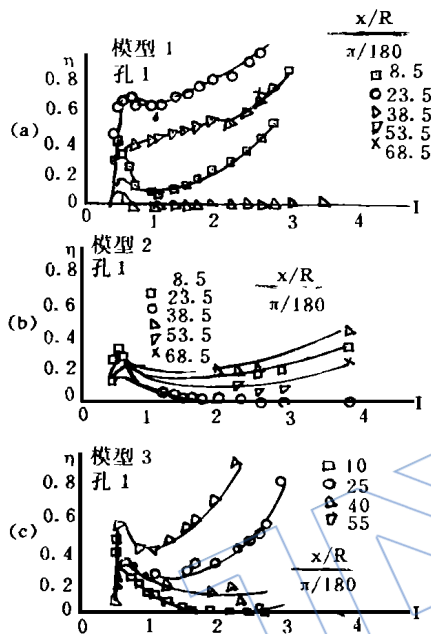


图7 η 与 I 的关系

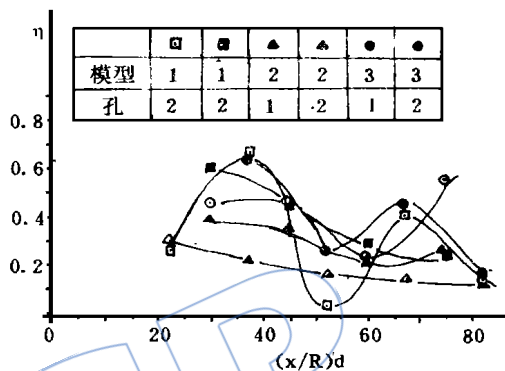


图8 $\eta - (x/R)d$ 图 ($I=0.65$)

3. x/R 对 η 的影响 图 8 表示 η 随 $(x/R)d$ 的变化情况。模型 1 是斜角喷射, 其 η_{max} 是三种模型中的最大者。模型 1 的两排气膜孔, $\theta_2 > \theta_1$, 2 号孔的气膜覆盖面大, 促使在下游区, $(x/R)d > 60$; η 的波动较小。从图 8 还可以看出模型 2 的 η_{max} 为最小, 其 1 号孔 η 单调下降, 而 2 号孔则略有波动。

这三种模型的 η 大致在 $(x/R)d$ 在 50 至 60 之间降至最小值, 在 $(x/R)d > 60$ 以后, 射流重新附着而使 η 略有上升。

三、气膜射流对主流传热特性的影响^[4,5]

用式 (8) 计算有气膜冷却时主流与外壁间的热流早期是用没有气膜冷却的固体壁面的换热系数 h_o , 这在气膜孔附近必然产生较大误差。目前还很少见到计算在气膜射流作用下主流与叶片前缘外壁间的局部换热系数经验公式。为此, 本实验也采用半圆筒体来模拟叶片前缘外壁在气膜射流的作用下主流与前缘外壁间的外换热系数实验。为了更接近叶片的头部, 半圆筒体装在扁圆筒的头部如图 10 所示。表 4 为其几何参数。半圆筒外壁贴有用以测热量和温度的感应元件镍片。实验步骤同上述的冲击冷却实验, 主要参数为:

$$Re_o = \rho_{\infty} v_{\infty} D / \mu = P_{\infty} V_{\infty} D / \pi R T_{\infty} \quad (10)$$

$$Nu_o = h_o D / \lambda \quad (11)$$

$$I = \rho_f V_f / \rho_{\infty} V_{\infty} = W_f R T_{\infty} / \rho_{\infty} V_{\infty} A_f \quad (12)$$

式中 R 为气体常数, 下角注 "o" 表示无气膜冷却参数, W_f 为气膜射流流量, 本实验建立了

数据采集和处理的自动化, 测试手段作了改进, 除了主流和射流温度仍用热电偶外, 压力 P 改用扫描阀测定, 经检定 P 与信号电压 u_s 的关系为

$$P = P_{\infty} + 9715.9u_s$$

(13)

射流流量改旋涡流量计测定。

表 4 外换热特性试验模型的主要几何参数

模 型	1	2	3	4	模 型 尺 寸
气膜孔方向	$\theta_f = 30^\circ$ $\alpha = 30^\circ$ $\beta = 10^\circ$	$\theta = 45^\circ$ $\alpha = 0$ $\beta = 10^\circ$	$\theta = 20^\circ$ $\alpha = 0$ $\beta = 10^\circ$	$\theta_{f1} = 20^\circ$ $\theta_{f2} = 45^\circ$ (双排, 顺列) $\alpha = 0$ $\beta = 10^\circ$	$D = 60\text{mm}$ $D_f = 40\text{mm}$ $d_n = 3\text{mm}$ $c_n = 7.5\text{mm}$ $L = 118\text{mm}$
气膜孔数	18	20	20	40	

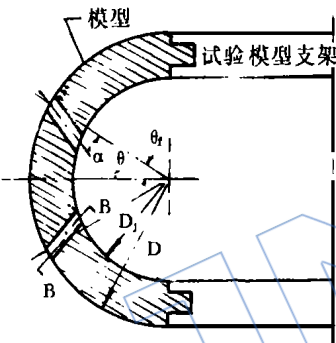


图 9 试验模型的几何参数图 ($B-B$ 部面上钻 9 个斜孔, 斜角为 β)

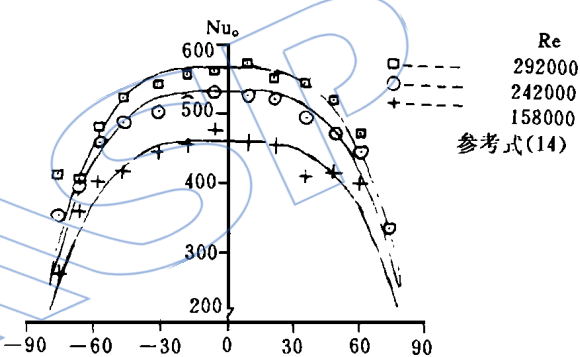


图 10 无气膜孔叶片的外传热特性的 $Nu_o-\theta$ 关系图

首先进行无气膜孔外换热系数实验, 实验前将模型所有气膜孔用塑胶纸密封。通过实验并按最小二乘法整理出无气膜孔时主流横掠扁圆筒头部的半圆筒的局部换热系数经验公式 (图 10):

$$Nu_o = 8.35Re_D^{0.335}(1 - |\theta/90|^{2.5}) = 8.35Re_D^{0.335} [1 - (|2x/\pi R|)^{2.5}]$$

(14)

式中 θ 为离驻点的圆心角, x 为距驻点的距离。上式适用范围为

$$1.5 \times 10^5 \leq Re_D \leq 3.4 \times 10^5, \quad 0 \leq |\theta| \leq 80^\circ$$

至此, 除去塑胶纸恢复气膜孔原状后, 再进行有气膜孔的三种模型的外传热特性实验。实验指出气膜射流给主流以扰动, 强化了在气膜孔下游附近的传热, 在气膜孔处发现最大值, 随距离增加而削弱。通过实验整理沿前缘外壁任何位置的局部 Nu_x , 然后与 Nu_o 相比得 $(Nu/Nu_o)_x$ 反映有了气膜孔后换热系数增涨率。令

$$\epsilon = (Nu/Nu_o)_x - 1 = F(x/d_f, I, Re, \theta \dots)$$

(15)

经过整理得出三种试验模型的对流换热准则公式分别为

$$\epsilon_1 = 0.728Re_D^{0.074}I^{0.312}(x/d_f)^{-0.65}$$

(16)

$$\epsilon_2 = 1.322 \times 10^7 Re_D^{-1.516}I^{0.057}(x/d_f)^{-0.54}$$

(17)

$$\epsilon_3 = 8.253 \times 10^{-5} Re_D^{0.694}I^{0.175}(x/d_f)^{-0.712}$$

(18)

式中 d_f 为气膜孔直径, 适用范围与式 (14) 相同。

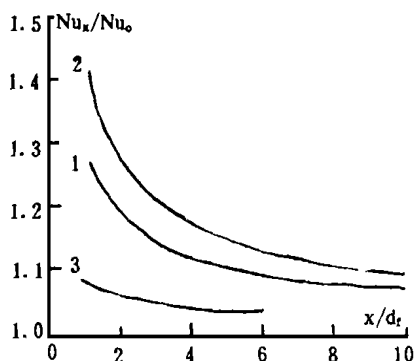


图 11 三种模型的 Nu_x/Nu_0 分布

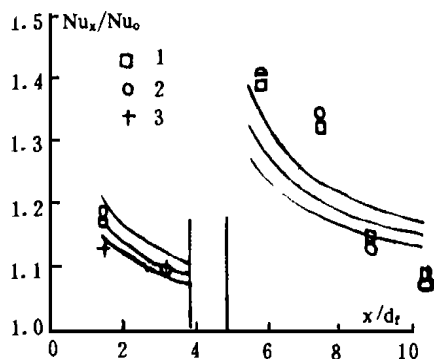


图 12 模型 4 的 Nu_x/Nu_0 分布

从图 11 可看出模型 3 的换热系数比其它两个模型为高。这是因为模型 3 的气膜孔靠近驻点 ($\theta = 20^\circ$), 主流边界层较薄, 微小扰动都能促进传热, 因而在气膜孔处, 模型 3 的 ϵ_3 高达 40%, 而模型 2 ($\theta = 45^\circ$) 的 ϵ_2 不到 10%。所以在驻点及其附近须靠冲击冷却来降低壁温。图 13 表示模型 4 有两排顺列气膜孔, 前排孔与模型 3 相同, 后排孔与模型 2 相同。前排孔射流对主流的扰动增强主流的换热系数, 随着主流与射流的掺混, 增强的幅度不断减弱, 在扰动完全消失以前, 后排射流对主流又引起扰动, 导致另一次强化而形成两个高峰如图 12 所示, 后峰高于前峰。根据这样的理解, 模型 4 的传热增强率 ϵ_4 为

$$\epsilon_4 = f\epsilon_2 + g\epsilon_3 \quad (19)$$

按实验数据整理出来的常数为 $f = 2.702$, $g = 0.684$ 。式 (19) 与实验数据的偏差约在 15% 以内。

参 考 文 献

- [1] 吉洪湖、郑际睿, “模拟叶片前缘的复合冷却实验研究”, 《工程热物理学报》第 2 卷, 第 2 期, 1986。
- [2] Cheng Ji-Rui & Ji Hong-Hu, “Experimental Investigation on the Composite Cooling of a Semicylinder Leading Edge”, Proc. 8th IHTC, Vol. 3, pp1219-1224 (JW-12), San Francisco, USA 1986.
- [3] 吉洪湖, “涡轮叶片前缘复合冷却模拟实验研究” 南京航空学院硕士论文 1985。
- [4] 孔祖开, “气膜冷却叶片前缘外换热系数的模拟实验研究与数据采集处理系统的建立” 南京航空学院硕士论文 1987。
- [5] Kong Zu-Kai & Zheng Ji-Rui, “An Experimental Investigation of External Heat Transfer Coefficients on the Leading Edge of Film-Cooled Turbine Blade”, Heat Transfer on the Second International Symposium, Vol. 1, 1988.
- [6] White, F. M., “Viscous Fluid Flow” McGraw Hill 1974.

EXPERIMENTAL INVESTIGATION ON COPOSITE AIR-COOLED BLADES OF HIGHLY-LOADED TRANSONIC TURBINE

Liu Cunlu, Luo Mingjun, Deng Huayu, Liu Yufang
(*Gas Turbine Establishment*)

ABSTRACT

Four sets of composite air-cooled blades of highly-loaded and high temperature transonic turbine with various schemes of film-cooling holes have been designed and made, and have successfully passed 290 hour test run. Experimental results show that the cooling characteristics of the turbine vanes and blades are superior as their cooling mass flow ratios are 2-8% and 1-6% respectively. The wall temperature of turbine vanes and blades were corrected by measuring the heat losses of the test section. The results are converted to actual engine operation conditions, according to the similarity theory. It is obtained that the cooling effectiveness of the turbine vanes and blades is 335-420K respectively, and the wall temperature distributions are uniform. The effects of the parameters of the air-cooled turbine blades on the cooling effectiveness are also considered systematically, based on a large quantity of data obtained from the experiments of four kinds of composite air-cooled transonic turbine vanes and blades.

EXPERIMENTAL INVESTIGATION ON COMPOSITE COOLING OF A TURBINE BLADE

Zheng Jirui, Ji Honghu, Kong Zukai, Wang Baoguan
(*Nanjing Aeronautical Institute*)

ABSTRACT

In view of the whole process of composite cooling on a turbine blade, this paper is composed of three parts. First the impingement-convection cooling on the internal surface of a blade leading edge is investigated, in result an empirical expression of internal-local heat transfer coefficients at the stagnation point is formulated and regularity of their variations along the leading edge region is found. Secondly, the variations of the film-cooling effectiveness along the external surface of the leading edge are investigated according to various blowing ratios when the film jets ejected from the film holes on the blade. Thirdly, as the film jets impose some disturbances on the main stream, heat transfer is enhanced, as a result a set of empirical expressions for the external-local heat transfer coefficients are formulated.

RESEARCH ON FILM-COOLING OF TURBINE BLADE

Ge Shaoyan, Liu Dengyun, Xu Jingzhong, Yao Yongqing, Deng Suqing, Jia Jianguo
(*Institute of Engineering Thermophysics*)

ABSTRACT

The effects of discrete film-cooling holes, wall curvature and the pressure gradient on the turbine blade film cooling are systematically studied by means of heat-mass analogy, numerical methods and flow visualization techniques. The flow and heat transfer performances of the cooling film over the flat plate, curved wall and blade surfaces are investigated. It is proven that the characteristics of discrete-hole film cooling are quite different from those of continuous-slot film cooling in the vicinity of the injection holes because the coolant jets from holes tend to separate from the cooled surfaces.

An optimal blowing ratio is expected for ideal distribution of film cooling effectiveness. Wall curvature exerted an additional force on the cooling film. When momentum blowing ratio $I (= \rho_2 U^2 / \rho_\infty U_\infty^2) > 1$, this force tends to separate the film from the convex surface and to keep it close up to the concave surface, but when $I < 1$, it acts contrary. For a given film cooling scheme, the effectiveness of turbine blade depends on the blowing ratio, wall curvature and the pressure gradient. Some of the correlation formulas, experimental data and computational results are presented to evaluate the film cooling effectivenesses and heat transfer coefficients at the leading edge, mid-chord and tailing edge of the turbine blade.