

带孔板及扰流柱楔形通道内的流动及传热

工程热物理研究所 顾维藻 张玉明 刘长春

【摘要】 本文介绍了高温涡轮导向叶片中一种高效尾部冷却结构的传热和阻力实验研究。在带8行叉排扰流柱的楔形弦向冷却通道,前面设置孔板及长圆截面的导流柱体,靠近出口处也有导流柱体。文中研究了局部换热系数的分布规律,前置孔板对局部换热有明显影响。

一、前言

随着大载荷跨音速导向叶片的发展,对涡轮叶片尾部冷却提出了极为严酷的要求。不仅尾部薄而长的几何形状导致了冷却困难,跨音速叶片与燃气换热最强部位向后移动也增加了强化叶片后部冷却的要求。

近年来利用叉排扰流柱在窄缝或楔形通道中增强叶片尾部冷却,已引起广泛重视。由于端壁影响,冷却空气在通道内为复杂的三元流动,应用数值分析是十分困难的。迄今都是采用实验方法获取带扰流柱冷却通道内的流动特性及传热变化的规律。但是换热系数分布及流通阻力都是随着通道形状和扰流柱布置而异,为了获得可靠的实验资料,必须对确定的叶片冷却结构进行流动和传热的模化研究。

本文研究对象是空气沿径向进入,经过孔板及导流柱体进入叉排扰流柱的楔形通道。它既不同于文献[1-4]中研究的带扰流柱窄缝通道,结构上也比文献[5,6]的楔形流道更为复杂。

二、实验描述及数据处理

模化实验件用1Cr18Ni9Ti不锈钢制成。空气径向进入引管,并经7个 $6 \times 12\text{mm}$ 矩形孔进入宽18.6mm、斜度352的楔形冷却通道。离孔板9mm处迎着孔口有一排长圆形导流柱,其后就是8排 $\Phi 6$ 的扰流柱。通道高126mm、长123mm,出口宽度2mm。在实验件两侧壁面上焊有36对标定过的镍铬-镍铝热电偶,如图1所示,其中单、双数编号分别表示在两个侧壁上。

实验件外壁两侧和引管都贴有电加热片。因导向叶片上下两端都不与燃气接触,在模化实验件中作绝热壁处理。在实验件周围用多层硅酸铝板进行隔热,使实验中的电功率与热功率差别小于5%,空气进口温度在引管前的稳定段内测得,出口气温是在有机玻璃导管内用焊于铜片上的三对热电偶测出。分辨率为 $1\mu\text{V}$ 的PF-15型数字电压表为测温二次仪表。空气流量用标定过的双重孔板和CG-50型双管差压计进行测量。

实验通道内壁的平均热流密度按热功率 Q_t 和流道侧壁及引管内壁总面积计算,其中

$$Q_t = GC_p(T_{out} - T_{in}) \quad (1)$$

扰流柱长度等于该处的通道宽度, 它与距孔板距离 x 有关, 并可用下式进行计算

$$L_i = 18.6 - 2x \operatorname{tg} 35.2' \text{ mm} \quad (2)$$

由于各测量截面上的扰流柱数目和流道宽度都不相同, 它们的流动面积 A_i 和湿周 U_i 也不相等

$$A_i = L_i(H - n_i d) \quad (3)$$

$$U_i = 2(L_i + H - n_i d + n_i L_i) \quad (4)$$

式中 H 为通道高度; n_i 为截面 i 上的扰流柱数, 等于 0、7 或 8; d 是扰流柱直径。水力直径 $D_{hi} = 4A_i / U_i$ 。截面 i 的气流平均温度 $\bar{T}_{fi}$ 从该截面前的加热长度 L_{ti} 与加热段总长 L_t 之比求得

$$\bar{T}_{fi} = T_{in} + (T_{out} - T_{in})L_{ti} / L_t \quad (5)$$

截面 i 上各测点 j 的换热系数 α_{ij} 及相应的努谢尔数定义为

$$\alpha_{ij} = \bar{q} / (T_{w_{ij}} - \bar{T}_{fi}) ; \quad Nu_{ij} = \alpha_{ij} D_{hi} / \lambda_i \quad (6)$$

截面 i 上的气流平均速度 $\bar{w}_i$ 及雷诺数为

$$\bar{w}_i = G / (\rho A)_i ; \quad Re_i = \rho \bar{w}_i D_{hi} / \mu_i \quad (7)$$

实验通道内的压力损失由进口管和出口

导管上的测压孔在空气等温流动下用微差压计测得, 并从下式算出通道内的总阻力系数 ζ

$$\zeta = 2\Delta p / \bar{\rho} \bar{w}^2 \quad (8)$$

式中 $\bar{\rho}$ 为通道内的气流平均密度, $\bar{w}$ 是包括导流柱在内的 10 排带柱截面上的平均气流速度。以扰流柱直径 d 为特征尺寸的 $Re_d = \bar{\rho} \bar{w} d / \mu$, 得出阻力的经验公式

$$\zeta = f(Re_d) \quad (9)$$

三、实验结果及分析

进行了 5 组不同流量下的传热试验, 得出了各测点的 $Nu_{ij}-Re_i$ 关系曲线。如以 D_{hi} 为特征尺寸, 则截面 1-6 的 D_{hi} 值分别等于: 12.7, 11.8, 21.3, 9.1, 14.3 及 9.4mm。为了避免各测点的 Nu_{ij} 值在图内重叠不易分辨, 把不同截面的实验点分别绘在不同纵座标的图 2 上以便得出它们的规律。实验结果表明, 所有测点的 $Nu-Re$ 关系在对数坐标中都呈现线性, 其中 32 测点的直线斜率为 0.59, 而通道上侧 4 个测点 (1、19、25、31) 的直线斜率为 0.50。因此可得出传热经验公式

$$Nu = C Re^n \quad (10)$$

系数 C 值列于图 2 中, 指数 n 等于 0.59 或 0.50。

应该说明, 由于通道各测量截面的水力直径值不同, Nu_{ij} 值不能用来比较各测点换热系数

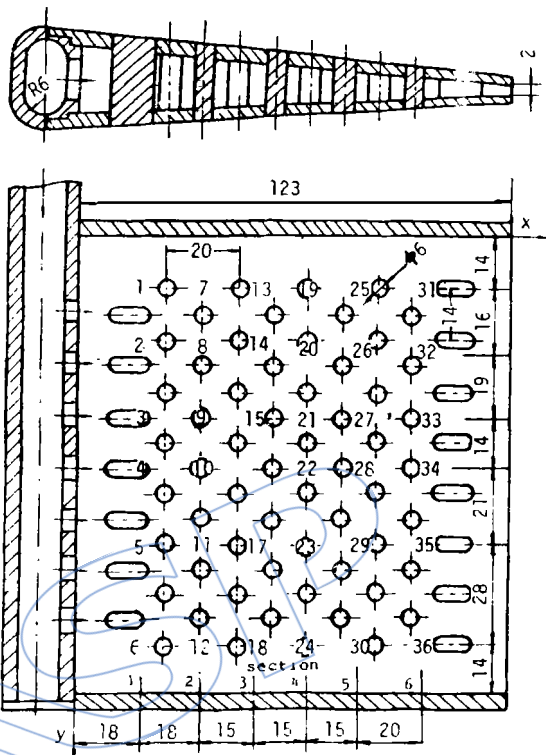


图 1 模化实验件

α_{ij} 的大小。在图 3 上示出了实验 No. 5 得出的不同截面 α 沿通道高度 y 的分布。可以看出, α 值最高的测点不是点 17 (见图 2), 而是测点 10。就截面而论则是以截面 2 最高, 其次是截面 1 和 3。截面 4-6 中的各 α_{ij} 值互相交叉, 但都比截面 1-3 相应点的换热系数低得多。

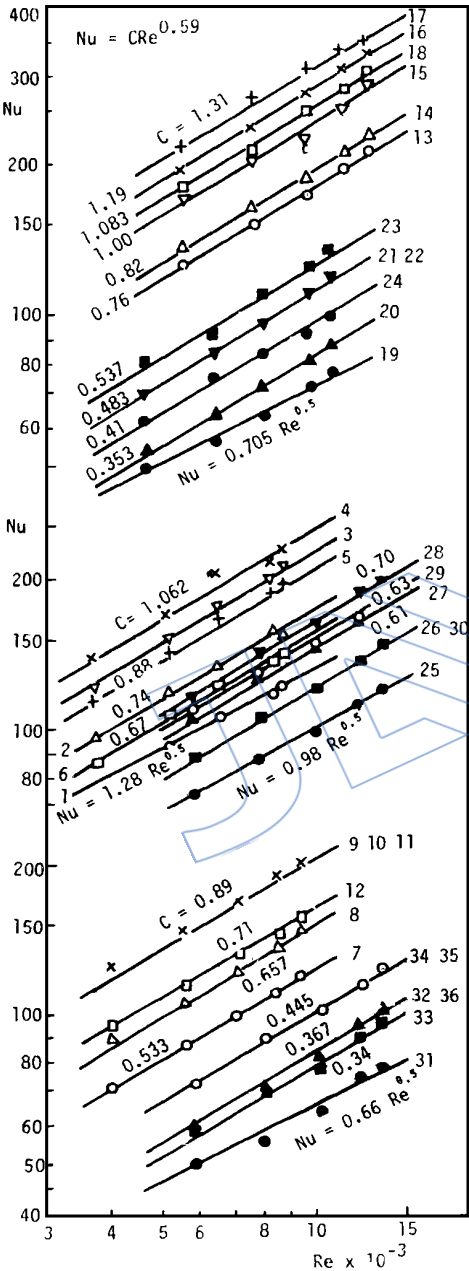


图 2 通道各测点的 $Nu-Re$ 关系

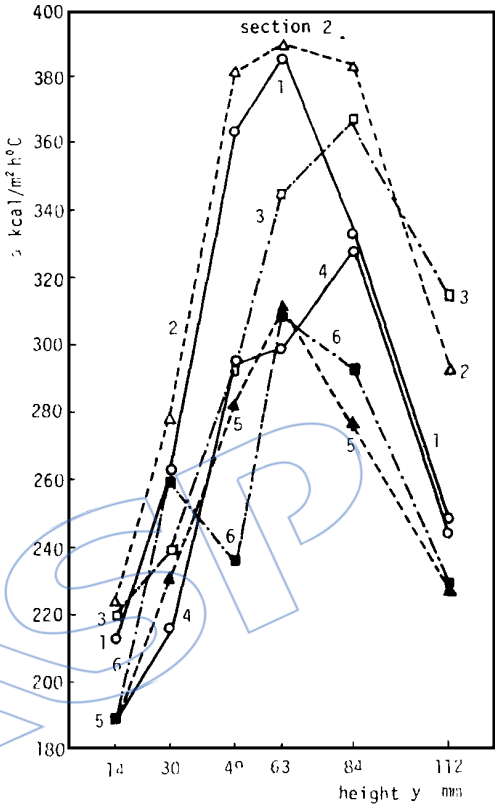


图 3 No. 5 得出的通道换热系数分布

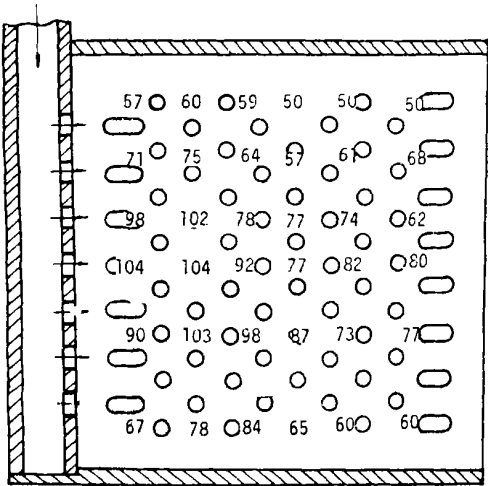


图 4 实验通道内的 Nu_d 分布

如果不考虑端壁影响, 以扰流柱直径 d 作为 Re 和 Nu 准则的特征尺寸, Re_d 、 Nu_d 值就

可以代表楔形通道不同部位的速度和换热系数大小。各测点的 Nu_d 值示于图 4 中。显然, 通道中间的 Nu_d 值最大, 下端 Nu_d 值比上端要大一些, 这是因为孔板阻碍了气流顺利地进入通道的上侧部分。在用水进行沿流道高度的流量分布试验时也发现中部的水流量最大, 远离进口端一侧的流量明显高于近进口一侧。

为了了解通道的平均换热特性, 将 5 个流量下的实验资料处理成 $\overline{Nu_d}-Re_d$ 关系, 得出

$$\overline{Nu_d} = 0.53 \overline{Re_d}^{0.57} \quad (11)$$

如果把本实验件几何参数 $S_1/d = 2.33$, 10 排扰流柱及导流柱体的平均长度 10.5mm (即 $S_1/\bar{L} = 1.33$) 代入文献 [6] 的带扰流柱楔形通道经验式中, 可得出相应的简化经验公式

$$\overline{Nu_d} = 1.3 \overline{Re_d}^{0.8} \text{Pr}^{0.33} (0.023 + 0.393 \overline{Re_d}^{-0.2946}) \quad (12)$$

在 $Re_d = 6000$ 时式 (11) 的计算值约比式 (12) 高出 16%, 这可归因于孔板产生的射流影响。在图 5 中示出了式 (11) 与文献 [3, 6] 的比较, 图中阻力系数 ζ 是按式 (8) 计算得出的。

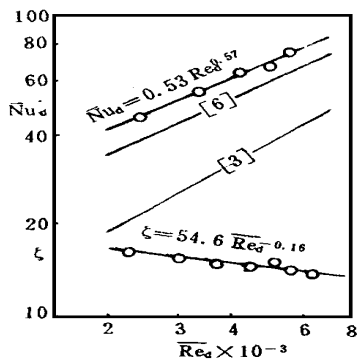


图 5 $\overline{Nu_d}$ 及 ζ 随 $\overline{Re_d}$ 的变化

四、结 论

1. 在楔形通道内加设扰流柱可以大幅度增强叶片冷却。由于各测量截面的水力直径不同, Nu_{wij} 值的差别并不代表通道各部分换热系数大小的差别。
2. 不同测点有各自的 $Nu_{wij}-Re_d$ 的关系式。除通道上端 4 个测点上 Re 指数为 0.50 外, 其余 32 测点的 Re 指数均等于 0.59。
3. 通道中部的换热最强, 而通道下端又略高于上端的传热。就测量截面而言换热系数以 2、1、3 较高, 截面 4-6 由于扰流柱很短, 它们附近的 α 值远低于截面 1-3。
4. 以扰流柱直径 d 为特征尺寸的通道平均换热及阻力系数经验公式为

$$\overline{Nu_d} = 0.53 \overline{Re_d}^{0.57}, \quad \zeta = 54.6 \overline{Re_d}^{-0.16}$$

参 考 文 献

- [1] Van Fossen G. J., "Heat Transfer Coefficients for Staggered Arrays of Short Pin Fins", ASME Paper 81-GT-75 1981.
- [2] Metzger D. E., Berry R. A., Bronson J. P., "Developing Heat Transfer in Rectangular Ducts with Staggered Arrays of Short Pin Fins", J. Heat Transfer, Vol. 4, p700 1982.
- [3] 顾维藻、许鸿坤、张玉明, "窄缝通道对流换热与扰流柱的强化作用-关于涡轮叶片尾部冷却的研究", 工程热物理学报 Vol. 4, No. 2 1983.
- [4] Arora S. C., Messch W. A., "Heat Transfer Experiments in High Aspect Ratio Rectangular Channel with Epoxied Short Pin Fins", ASME Paper 83-GT-57, 1983.
- [5] Faulkner F. E., "Analytical Investigation of Chord Size and Cooling Methods on Turbine Blade Cooling Requirements", NASA CR-120882 Book 1, 1971.
- [6] Brown A., Mandjikas B., Mudyia J. M., "Blade trailing edge heat transfer", ASME Paper 80-GT-45, 1980.

EFFECTS OF FILM COOLING ON SURFACE PRESSURE DISTRIBUTION ON TURBINE BLADES

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

ABSTRACT

Effects of film cooling on the surface pressure distribution on composite air-cooled blades has been investigated experimentally at medium temperatures and pressures. The effects of the ratio of cooling mass flow to gas mass flow K_c , the ratio of gas temperature to coolant temperature K_T , and the location of film cooling holes on the surface pressure distribution are discussed. It is found from the experimental results that the K_c and the location of the film cooling holes have considerable effects on the surface pressure distribution.

HEAT TRANSFER IN A WEDGED PIN-FINNED PASSAGE WITH PRESET PERFORATED PLATE

Gu Weizao, Zhang Yuming, Liu Changchun (*Institute of Engineering Thermophysics*)

ABSTRACT

An experimental research on enhanced cooling of gas turbine blades are presented, based on scaled up model heat transfer tests. The air from the radial inlet channel passes through the perforated plate and is forced into the pin-finned wedged passage with a dip angle of 35.2° and initial width 18.6 mm. At a distance 9 mm from the plate is located a guide pillar row with the oval cross section and then 8 pin-fin rows. 5 test runs have been conducted with varying air flow rates and 5 sets of experimental data for 6 measuring sections have been obtained. When Nu_{ij} and Re_i are based on the hydraulic diameter D_{hi} at the measuring sections, the correlation of $Nu_{ij}-Re_i$ can be expressed by the formula $Nu_{ij} = C_{ij} Re_i^n$. The exponent n is 0.59 or 0.50 and coefficient C_{ij} equals 0.36 to 1.31 for the various measuring points. Due to different values of D_{hi} the significant difference between Nu_{ij} values for the different sections does not mean the actual difference of the heat transfer coefficients. When the Nu_{ij} and Re_i number are based on the pin diameter d , the average heat transfer coefficient in the test passage can be expressed as $\overline{Nu_d} = 0.53 Re_d^{0.57}$ and the flow friction factor ζ can be correlated as $\zeta = 54.6 Re_d^{-0.16}$. Both $\overline{Nu_d}$ and ζ are higher than those in the passages without perforated plate.

FLOW PATTERNS AND HEAT TRANSFER OF IMPINGEMENT FLOW

Ou Xuguang and Kang Ying (*Beijing University of Aeronautics and Astronautics*)

ABSTRACT

The various flow patterns and corresponding various characteristics of local heat transfer of impingement flow are considered for the short distance between nozzle exit and target surface. In the case of the two-dimensional slot jet, the flow patterns and characteristics of local heat transfer are remarkably influenced by these factors such as the degree of turbulence development in jet, the reaction of target surface on the jets and the compressibility of jet at high velocity. The types of multi-peak distribution of local heat transfer on the target surface depend on variation of these factors. For the row of circular jets, besides the above-mentioned factors, the effect of the three-dimensional flow of jets at short distance between nozzle exits and target surface, leads to makes the local heat transfer from both sides of the stagnant line drop sharper than that of the two-dimensional slot jet.