

短距冲击流动下的流型及换热

北京航空航天大学 邱绪光 康 滢

【摘要】 本文阐述了短距冲击情况下各种流型及相应的各种局部换热特性。对于二维缝射流，冲击流流型及局部换热特性显著地受射流紊度的发展程度、靶面对射流的反影响以及高射流速度下压缩性等因素的影响，靶面上局部换热的多峰分布取决于这些因素的发展。而对于圆射流排，除上述因素外，尚有射流三维性质的影响，在短冲击距下流动的三维性导致驻点线两侧局部换热有比二维缝射流更陡峭得多的下降速度。

一、引 言

近代气冷涡叶壁薄且材料导热系数很小，低的热自我均匀能力易导致局部过热，冷却设计必须很好地协调各被冷面区间的局部换热和平均换热。为此必须对冲击流的局部换热进行细致的研究以取得规律性的认识。再者，由于所用燃气温度越来越高，冲击孔和气膜孔排数越来越多，冲击流在壁面折转后的行程越来越短，因此，驻点线附近小区局部换热的重要性越高。鉴于涡叶内冲击皆属短距近冲击，在近距冲击下会出现各种奇异的局部换热分布。本文就是要揭示实验中出现的这些情况及影响局部换热分布的各种因素及其物理机制。

二、实验模型、方法及参数范围

用于实验的两个模型仅在模型长度 H 上有区别，即为 100mm 和 200mm (图 1)。模型的靶面用 0.5mm 的 $1\text{Cr}18\text{Hi}9\text{Ti}$ 制成，以几百安量级的大电流直通靶面加热，并在实验中维持靶面处处有 q_w (壁面热流密度) 为常量 (就一个工况而言) 的热边界条件。所用射流喷口形状及尺寸示于表 1。

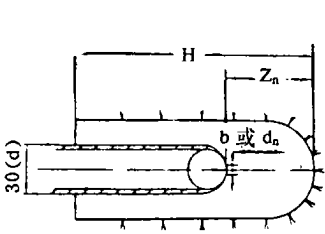


图 1 换热实验模型

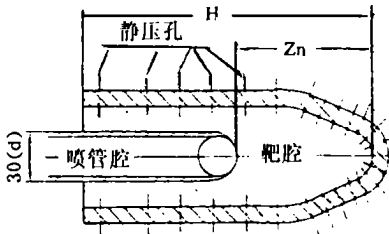


图 2 具有抛物形前缘的流动实验模型

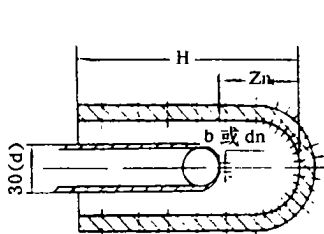


图 3 具有半圆柱面形前缘的流动实验模型

相应的流动实验模型示于图 2 及图 3。图 2 所示模型前半部近似于抛物面，而示于图 3 者则为半圆柱面。模型全由有机玻璃制成以便观测和照像，包括使用纹影仪照像。所用射流喷嘴形状及尺寸示于表 2。由于这些不同形状靶面流动模型的实验结果基本相同，因此本文只介

绍图 3 所示圆柱形靶面的实验结果。

表 1 换热实验和流动实验用喷口形状及尺寸表

类型	喷管号	孔 数 n	孔 径 d_n (mm)	孔心距 C_n (mm)	相对孔距 C_n/d_n	缝 宽 b (mm)	喷口面积 f (mm ²)	备 注
换热实验	No. 1					1.90	94.53	缝射流
	No. 2					3.43	170.64	同 上
	No. 3	7	2.90	7.05	2.431	0.925	46.25	圆射流排
	No. 4	5	2.90	10.0	3.448	0.661	33.05	圆射流排
	No. 5	9	1.92	5.53	2.880	0.521	26.05	圆射流排
流动实验	No. 1					3.43	170.64	缝射流
	No. 2	7	4.00	6.00	1.50	1.759	87.97	圆射流排
	No. 3	5	4.62	9.43	2.04	1.676	83.82	同 上
	No. 4	3	4.00	15.95	3.99	0.754	37.70	同 上

从空载热损失实验得到热损失 $q_l \sim \Delta T_a$ 曲线, 而 $\Delta T_a = T_w - T_a$, T_w 为靶面平均壁温, T_a 为室内环境温度。实验中雷诺数定义为

$$Re_j = \rho u_j 2b / \mu = G 2b / f \mu g = 2G / l g \mu (= Re) \quad (1)$$

式中 G/g 为质量流量, μ 为动力粘性系数, l 为靶腔展长。因此 Re_j 或 Re 实际上在任何情况下表微工况冷气总用量。对缝射流, 实验范围为 $25000 \leq Re \leq 92200$, 相对冲击距 Z_n/b 为 1.46 至 26.32; 对圆射流排, 其实验范围为 $14100 \leq Re \leq 44000$, 其用当量缝宽表达之相对冲击距为 $5.41 \leq Z_n/b \leq 95.97$, 以及相对孔心距为 $2.43 \leq C_n/d_n \leq 3.45$, 换热实验和流动实验所用之参数范围大致相同。前面已指出, 长距冲击只具学科意义, 涡轮叶片冷却都用近距冲击。但应指出, 射流流速上限很高, 很多情况 (在大 Re 数下) 高过 200m/s, 即射流的高 Re 数和高马赫数 Ma 相对应, 尽管实验中未使用马赫数作为整理数据的参数。圆射流排 Re 数之所以较小是由于喷口面积小堵塞大, 流量上不去, 在大 Re 数下其射流速度极接近当地音速。

实验中一般以定距 $Z_n = 5, 10, 15, 20, \dots, 60, 90, 120\text{mm}$ 做实验, 在某一定距下不断完成 Re 的改变以实现工况改变。 Re 数加大时, 加热靶面之电流增大, 以力求维持靶面温度有 100 的量级。该定距实验法的缺点在于, 不易确定局部换热从钟形分布转为多峰奇异分布的确切 Re 数及确切的 Z_n/b 。一般地说, 未注意做该项专门性实验, 现正在补做之中。

三、实验结果的处理、分析和讨论

局部换热系数定义为

$$\alpha_s = (q_0 - q_1) / \Delta T_0 = q_w / \Delta T_0 \quad (2)$$

式中 q_0 为电加热热流密度, q_w 为指向流体之壁面热流通量; $\Delta T_0 = T_{w,s} - T_0$, $T_{w,s}$ 为靶面上之局部温度, T_0 为冷气入喷管腔之温度。

局部努赛数定义为

$$Nus = \alpha_s 2b / \lambda$$

对于圆射流排, b 为当量缝宽:

$$b = n\pi d^2 / 4l$$

l 为喷管展宽, $l = 50\text{mm}$ 。

在本文中只讨论局部换热 α_s 各种分布问题, 有关平均换热另见全文性技术报告。

1. 缝射流的局部换热分布 由图 4 可见, 在 $Z_n = 10\text{mm}$, $Z_n/b = 5.26$ 的情况下既取

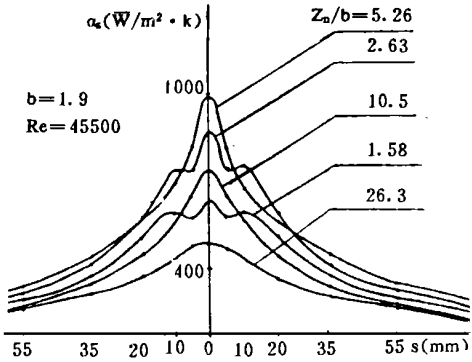


图 4 缝射流局部换热的多峰分布

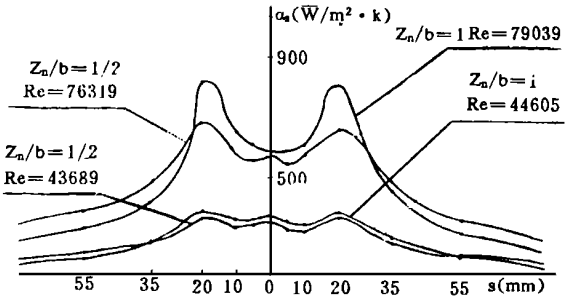


图 5 缝射流局部换热的多峰分布

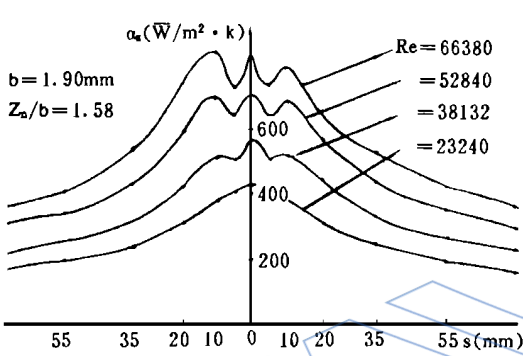


图 6 雷诺数 Re 对局部换热的影响

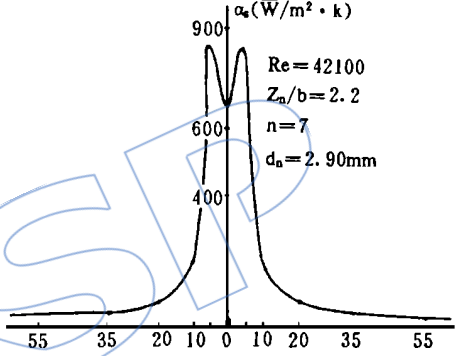


图 7 一排圆射流局部换热的多峰分布

得驻点及驻点附近小区的最大换热，又取得全圆柱靶面的最大平均换热，此即所谓最佳冲击距。对于自由射流，一方面由于周围气体不断掺入，导致射流流速尤其是中心流速不断下降，另一方面射流，尤其是其中心紊度不断上升（在 $Z_n = 4 \sim 5b$ 距离内）。前者对换热，尤其是驻点线上的换热不利，而后者则有利，这无疑是导致最佳冲击距的重大因素之一。

图 5 同样表明冲击距过近的不利。图 4 所用射流速度为 170m/s ， Ma 数为 0.5 的量级，而图 5 中射流流速由 110m/s 变至 200m/s ，相当于 Ma 数由 0.3 变至 0.6 。图 5 表明，随着 Ma 数的变大，驻点线上换热变小的程度加剧（比两侧而言）。可见，在近距离冲击中射流压缩性也严重影响局部换热分布。图 6 和图 5 说明同样的问题：随着 Ma 数的增大驻点线上换热强度受损增加。

图 7 是圆射流排在不断增大流速后直到得到驻点线上换热突然下降时的分布，这时的流速（喷口出口）已达 320m/s 的量级，当地 Ma 数接近 1 ，这是最典型的近距离压缩性效应。

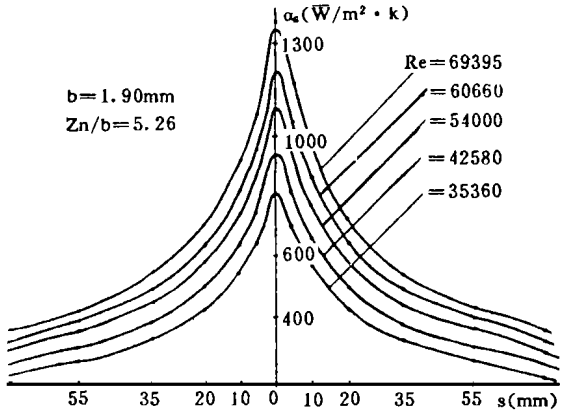


图 8 局部换热的高斯分布

应当指出,在近距离冲击中,压缩性效应和近壁效应、即靶面对射流的反作用使射流非自由化的效应有密切关系,射流马赫数的增大和冲击距变小的作用一样,这如同无限空间绕流机翼的情况,当 Ma 数变大时和不可压流中机翼变厚的效应一致。当射流 Ma 数变大后射流折转滞后形成驻点线两侧的高密流和高换热。无论是冲击距过近或射流 Ma 数较大或二者兼有的情况,都是一种不完全膨胀效应,这时射流出口静压比之周围环境更高,从而导致折转后的继续膨胀加速。

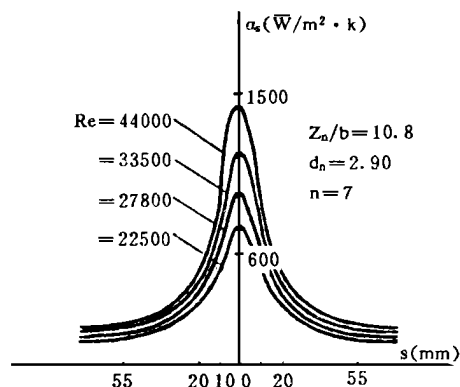


图 9 局部换热的高斯分布

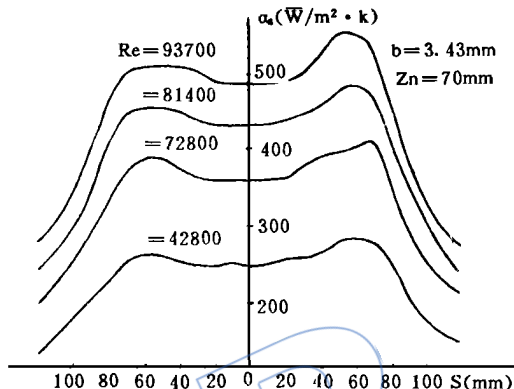


图 10 在 $Z_n/d > 20$ 时局部换热的平滑分布

2. 圆射流排 如果冲击距很大,一个圆射流排的射流品质应同于二维缝射流者,因为在行进中会自行二维化,图 10 以及我们的远距实验证明了这点。但在近距离冲击中,圆射流排来不及二维化已到达壁面,在壁面折转中及折转后继续二维化,因此,圆射流排在近距离冲击中在驻点线及其附近区域中有个三维流效应问题。图 9 比之图 8 表明,三维效应使 α_s 在驻点线附近有陡峭得多的降落速度。孔间距 C_n/d_n 越大则这种三维化效应越大。

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.