

涡轮叶片型面换热系数计算

西北工业大学 吴丁毅 刘松龄

【摘要】 本文用数值方法计算了无气膜冷却涡轮叶片上包括前驻点的整个型面上的换热系数。驻点区采用相似方程计算，并用圆柱绕流近似表示驻点附近流场。较成功地模拟了边界层转捩和过渡区的换热情况。计算中考虑了来流湍流度的影响。所计算的三种涡轮叶型在不同工况下的换热系数与实验结果符合较好。

一、控制方程

本文主要讨论如何处理用二维边界层方程计算无气膜冷却叶片上的传热时遇到的几个主要问题，包括：驻点区的换热计算，边界层转捩及过渡区换热，来流滞流度的影响等。文中给出了对几种涡轮叶型的计算结果和与实验数据的对比。所用的控制方程为二维定常可压缩边界层方程组

$$\partial \rho u / \partial x + \partial \rho v / \partial y = 0 \quad (1)$$

$$\rho u \partial u / \partial x + \rho v \partial u / \partial y = - dp / dx - \partial (\mu_{eff} \partial u / \partial y) / \partial y \quad (2)$$

$$\rho u \partial^* / \partial x + \rho v \partial^* / \partial y = (\mu_{eff} / P_{reff}) \partial^* / \partial y + \mu_{eff} (1 - 1/P_{reff}) \partial (u^2 / 2) / \partial y \quad (3)$$

边界条件为

$$y = 0: u = v = 0, I^* = I_w^*; \quad y = \infty: u = U_e, I^* = I_e^* \quad (4)$$

其中 μ_{eff} 和 P_{reff} 分别是有效粘性系数和有效普朗特数。上述方程组的求解方法很多，本文在叶片驻点区用 Cebeci-Smith 方法^[1]，在叶片的其余部分用 Patankar-Spalding 方法^[2]。

二、驻点区的换热计算

涡轮叶片驻点区的换热计算具有重要的意义。一方面是因为驻点区有很高的热流密度，是高温涡轮叶片换热计算中的一个重要参数。另一方面由于驻点势流速度为零，许多公认较成功的边界层方程解法，如文献 [2] 等，均无法计算驻点区的换热。同时驻点区的解作为后面边界层计算的初值，其准确与否对后续计算具有一定影响。

本文用 Cebeci-Smith 方法计算驻点区流动和换热。这个方法的优点是控制方程经过变换后在驻点有相似解，求解过程比较简单。

引入变换坐标 ξ, η

$$\xi = \int \rho_e \mu_e U_e dx, \quad \eta = \int \frac{\rho U_e}{2\xi} dy \quad (5)$$

设流函数为 $\psi(x, y) = f(\xi, \eta) \sqrt{2\xi}$, 令其满足连续方程 (1), $\rho u = \partial\psi/\partial x$, $\rho v = -\partial\psi/\partial y$, 则 (2) ~ (4) 式可化成无量纲形式

$$(bf'') + ff'' + \beta(c - f^2) = 2\xi(f'g'/\xi - f''g'/\xi) \quad (6)$$

$$(a_1g' + a_2f'f'') + fg' = 2\xi(f'g'/\xi - g'g'/\xi) \quad (7)$$

$$\eta = 0: f = f' = 0, g = g_w; \quad \eta = \infty: f' = 1, g = 1 \quad (8)$$

式中 “'” 表示对 η 求导, $f'(\xi, \eta) = u/u_e$ 是无量纲速度, $g(\xi, \eta) = I^*/I_e^*$ 是无量纲总焓。方程中的系数分别为: $b = N(1 + \epsilon/\nu)$, $N = (\rho\mu)/(\rho_e\mu_e)$, $c = \rho_e/\rho$, $\beta = (2\xi/U_e)(dU_e/d\xi)$, $a_1 = b/P_{ref}$, $a_2 = a_1(P_{ref} - 1)u_e^2/I_e^*$ 。在驻点 $\xi = 0$, $\beta = 1$, 方程 (8)、(9) 右端为零, 左端与 ξ 无关, 存在相似解。方程 (6) ~ (8) 用 “BOX” 方法^[3]求解。

叶片边界层外的势流速度 U_e 可以通过无粘流流场计算得到, 但除非采用贴体正交坐标, 否则在前缘附近很难得到精确的结果。本文假设在叶片前缘驻点附近的流场可以近似看作是绕圆柱体的流动。对于普通涡轮叶片, 柱体的半径与前缘半径相同。有些高负荷涡轮叶片前缘的形状与圆柱体有一定差异, 此时可以用 “当量圆柱体” 的半径, 该当量圆柱体与叶片前缘相切。本文根据计算研究认为文献 [4] 的实验公式较符合叶片上高雷诺数流动的情况。

$$u_e = u_\infty [1.82x/R - 0.4(x/R)^3] \quad (9)$$

R 是圆柱体半径, x 是型面上自驻点起算的弧长。计算表明用这样的近似处理方法得到的驻点区换热系数与实验值符合较好, 可以满足工程计算的需要。

三、其它区域的换热计算

在叶片驻点区以外的区域里, 边界层转捩和过渡态边界层计算是叶型换热计算准确性的决定因素之一。

叶片上的弦长雷诺数大约是 $10^5 \sim 10^6$ 量级, 往往同时存在层流、过渡态和湍流。叶片上下表面由于压力分布的差异, 边界层转捩的情况有所不同。吸力面一般存在层流、过渡态和湍流三个明显的区域。压力面在前缘附近层流很快失去稳定, 但在强顺压梯度作用下, 层流又很难发展成旺盛的湍流, 使得叶片压力面在相当大的范围内都是过渡态边界层。

转捩起始点的计算以 Seyb^[5] 提出的公式为基础, 经过多次计算并和实验数据对比分析, 得到修正公式, 转捩起始点动量厚度雷诺数为

$$Re_\theta = C_t / (1.2 + 70T_{ue}) + 10 [\lambda + 0.09] / (0.0106 + 3.6T_{ue})^{2.62} \quad (10)$$

式中 $\lambda = (\theta^2/\nu)(du_e/dx)$ 是无量纲加速率参数; T_{ue} 是当地边界层外的湍流度, 其值可由来流湍流度 $T_{u\infty}$ 用 Dunham^[6] 建议的方法计算; C_t 是经验常数, 根据作者的计算经验, 同时考虑势流压力梯度和来流湍流度对转捩起始点位置的影响, 在吸力面 ($T_{u\infty} < 0.06$) 取 $C_t = 1000$, 在压力面和吸力面 ($T_{u\infty} \geq 0.06$) 取 $C_t = 700$ 。

过渡区长度用 Dhawan 等^[12] 建议的方法计算

$$Re_l = 16.8 Re_{ext}^{0.8}, \quad Re_{xe} = Re_{xt} + Re_l \quad (11)$$

其中 Re_l 、 Re_{xt} 和 Re_{xe} 分别是以过渡区长度, 转捩起始点 x 坐标和转捩结束点 x 坐标为特征尺寸的雷诺数。

四、湍流度的影响

涡轮叶栅入口气流的湍流度相当大,有时可以高达 10%。湍流度不仅影响到转捩过程,而且对层流和过渡态的流动和换热都有影响,在叶片的压力面上湍流度对换热的影响尤为显著。在一般的边界层计算方法中往往没有考虑这一因素,这也是造成计算结果与实验数据有较大差异的主要原因之一。

Miyazaki 等^[7]在研究湍流度对圆柱体绕流换热的影响时,首先提出:“湍流度粘性系数”的概念,认为湍流度的影响是使流体的有效粘性系数增大,为此将有效粘性系数定义为

$$\mu_{eff} = \mu + Y_t \mu_t + Y_{tu} \mu_{tu} \quad (12)$$

μ_t 和 Y_t 是湍流粘性系数和间歇因子。在旺盛的湍流区,流体内的湍流运动已充分发展,可以忽略湍流度的影响,而在层流区和过渡区需要计及此因素。因此 $Y_t + Y_{tu} = 1$, 在层流区 $Y_t = 1$, $Y_{tu} = 0$, 过渡区 $0 < Y_{tu} < 1$, $0 < Y_t < 1$, 湍流区 $Y_{tu} = 0$, $Y_t = 1$ 。

引入湍流度粘性系数是一种近似的工程处理方法,在计算中只对粘性系数考虑湍流度的影响,而对导热系数未作此处理,计算经验证明这样处理能够更好地与实验结果相符。因此有效普朗特表示为

$$P_{reff} = (\mu + Y_t \mu_t + Y_{tu} \mu_{tu}) / [\mu / P_r + (Y_t \mu_t + Y_{tu} \mu_{tu}) / P_{rt}] \quad (13)$$

湍流普朗特数 P_{rt} 取为常数 0.86。

文献 [7] 提出了计算 μ_{tu} 的公式

$$\mu_{tu} = C_\mu \rho l T_{ue} U_\infty \gamma / \delta \quad (14)$$

其中 C_μ 是经验常数, l 是混合长度。但上式用于涡轮叶片上的换热计算效果不理想。Hylton^[8]将此式修改使得 C_μ 与雷诺数以及叶栅进出口参数有关,对于叶片上下表面有不同的表达式。本文的计算中采用文献 [8] 中推荐的公式。

五、计算结果

本文采用 Cebeci-Smith 方法编制的程序计算叶片驻点区的换热情况,用由上述方法修改 STAN5^[9]得到的程序计算叶片其它区域的换热情况,计算了三种涡轮叶型在不同工况下的换热系数,并且与实验数据以及原 STAN5 的计算结果做了对比。

1. C3X 叶型^[8] 本文计算了此

叶型在两种工况下的表面换热系数。

工况 I: 叶栅出口雷诺数 $Re_2 = 1.51 \times 10^6$, 出口马赫数 $Ma_2 = 0.92$, 来流湍流度 $T_{u\infty} = 6.3\%$, 结果如图 1 所示。

工况 II: $Re_2 = 2.01 \times 10^6$, $Ma_2 = 0.9$, $T_{u\infty} = 8.3\%$, 结果如图 2 所示。图中横坐标为叶片弧长比 X/S , $H_o = 1135 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ 是平面驻点的换热系数。

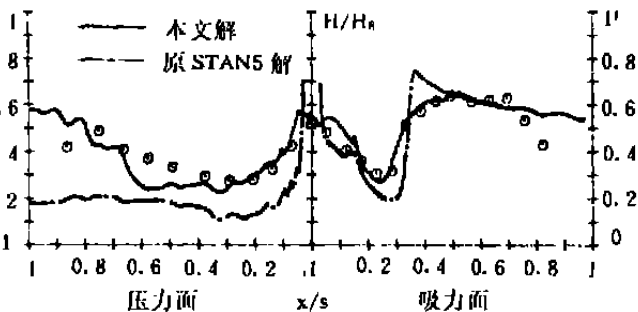


图 1 C3X 叶型换热系数计算结果

C3X 是一种高负荷涡轮叶片。工

况 I 驻点区换热系数的计算结果与实验数据吻合良好, 工况 II 的计算结果偏高, 但比起无法计算驻点区换热系数, 这已是一大进步。两种工况在吸力面上转捩点位置和过渡区的换热系数都与实验值符合良好, 较原 STAN5 的结果有明显改善。在压力面由于考虑了湍流度的影响, 计算的换热系数比原 STAN5 的高得多, 与实验数值符合相当好。

2. Turner 叶型^[10] 这种叶型也计算了两种工况。工况 I: $Re_2 = 1.05 \times 10^6$, $Ma_2 = 0.75$, $T_{u\infty} = 0.45\%$, 结果见图 3。工况 II: $Re_2 = 1.05 \times 10^6$, $Ma_2 = 0.75$, $T_{u\infty} = 5.9\%$, 结果见图 4。图中横坐标为叶片弦长比 x/c 。

这是一种普通涡轮叶片。两种工况在驻点区的计算结果都与实验值符合很好。工况 I 在吸力面上转捩点的位置较原 STAN5 的结果有了改善, 压力面上过渡区很长没有明显的旺盛湍流, 两种方法所得结果相差不大。工况 II 湍流度较高, 两种方法计算的结果有明显差异, 本文的计算结果与实验数据比较接近, 在压力面的改善更为显著。

3. Daniels 叶型^[11] 对这种叶型计算了两种工况。工况 I: $Re_1 = 1.3 \times 10^6$, $Ma_1 = 0.33$, $T_{u\infty} = 0.4\%$, 结果见图 5。工况 II: $Re_1 = 1.3 \times 10^6$, $Ma_1 = 0.33$, $T_{u\infty} = 4\%$, 结果见图 6。

在吸力面上本文结果和原 STAN5 的结果差别不大, 只是在过渡区有一定改善。在压力面上对于工况 I 两种方法也基本相同; 而工况 II 用原 STAN5 计算出现了明显的转捩过程与实验值相差甚远, 由于未考虑湍流度的影响过渡区结果偏低, 本文的计算结果比前者改善了许多。

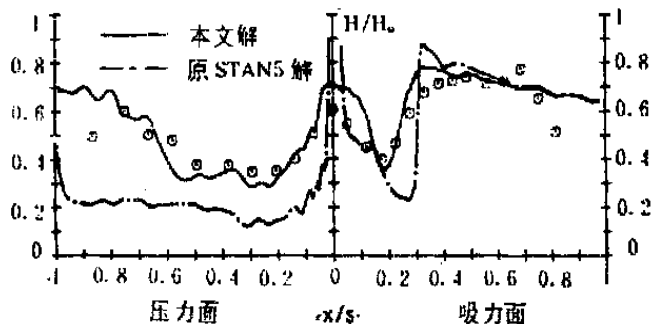


图 2 C3X 叶型换热系数计算结果

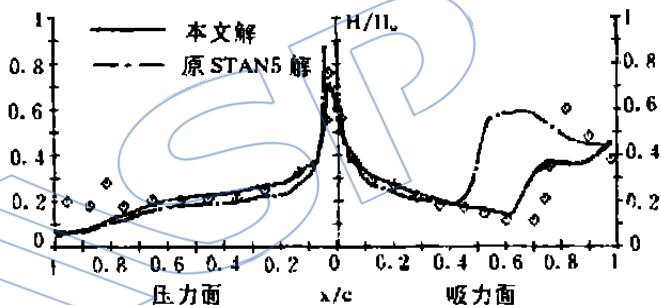


图 3 Turner 叶型换热系数计算结果

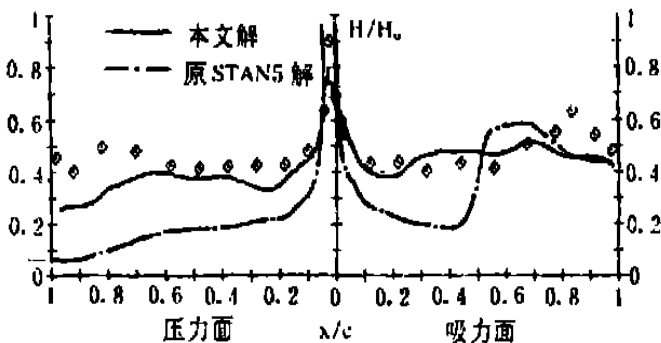


图 4 Turner 叶型换热系数计算结果

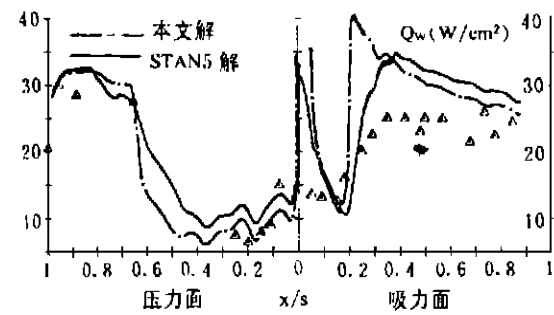


图 5 Daniels 叶型换热系数计算结果

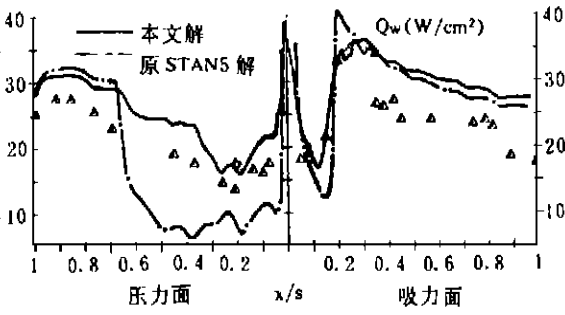


图 6 Daniels 叶型换热系数计算结果

六、结 论

1. 用二维边界层方程计算涡轮叶片与燃气间的换热系数时，应注意处理好驻点区换热计算，边界层转捩和过渡区的计算以及来流湍流度的影响。
2. 在叶片前缘驻点区用 Cebeci-Smith 方法求解可以得到较好的结果。本文的算例表明将圆柱体绕流的速度分布式用于叶片驻点区是一种可行的近似近理方法。
3. 尽管 STAN5 是一个被公认为较好的边界层计算程序，但若不经修改直接用于涡轮叶片传热计算一般难以得到满意的结果。

参 考 文 献

[1] Cebeci, T., Smith, A. M. O., "Analysis of Turbulent Boundary Layers," Academic, New York, 1974.

[2] Patankar, S. V., Spalding, D. B., "Heat and Mass Transfer in Boundary Layers," 2nd Ed. International Textbook Company Ltd., London, 1970.

[3] Keller, H. B., Cebeci, T., "Accurate Numerical Method for Boundary Layer Flow 2: Two-Dimensional Turbulent Flow," AIAA J. Vol. 10, pp 1193, 1972.

[4] Sogin, H. H., Subramanian, V. S., "Local Mass Transfer From Circular Cylinders in Cross Flow," J. Heat Transfer, Vol. 83, pp483, 1961.

[5] Seyb, N. J., "The Role of Boundary Layers in Axial Flow Turbomachines and the Prediction of Their Effects," AGARD-AG-164, 1972.

[6] Dunham, J., "Predictions of Boundary Layer Transition on Turbomachinery Blades," AGARD-AG-164, 1972.

[7] Miyazaki, H., Sparrow, E. M., "Analysis of Effects of Free-Stream Turbulence on Heat transfer and Skin Friction,"

[8] Hylton, L. D., et al, "Analytical and Experimental Evaluation of the Heat Transfer Distribution over the Surfaces of Turbine Blade," NASA CR-168015, 1983.

[9] Crawford, M. E., Kays, W. M., "STAN 5-A Program for Numerical Computation of Two-Dimensional Internal/ External Boundary Layer Flow," NASA CR-2742, 1976.

[10] Turner, A. B., "Local Heat transfer Measurements on a Gas Turbine Blade," J. Mechanical Engineering Sciences, Vol. 13, pp1, 1971.

[11] Daniels, L. D., Brown, W. B., "Calculation of Heat Transfer Rates to Gas Turbine Blades," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 24, pp871, 1981.

[12] Dhawan, S. and Narasimha, R., "Some Properties of Boundary Layer Flow During Transition from Laminar to Turbulent Motion," J. Fluid Mechanics, Vol. 3, pp418, 1958.

that the impinging flow in closure is much different from the impingement in free space. Except the circulations on the two sides of inlet nearby the inner wall, it is possible to induce two contrary circulations nearby the out wall in down stream. The effects of the currents on isotherm and heat transfer are given graphically.

EXPERIMENTAL STUDY OF FLAME EXTINCTION CHARACTERISTICS FOR A GAS TURBINE COMBUSTOR BURNING LOW BTU GAS

Jiao Shujian, Zhu Xuelei (*Tsinghua University*)

ABSTRACT For developing the Integral Gasification Combined Cycle in China, Gas turbine combustors would have to burn a variety of coal-derived low Btu gases. A worse flame extinction characteristic is one of weakness of these gases, especially used in the case of gas turbine. In this paper, a series of experimental studies of flame extinction characteristics have been completed for a gas turbine combustor from a Aero-gas-turbine modifier with two different kinds of air swirlers, fuel gas injectors and flame liners. the effects of such geometrical factors on flame stability have been obtained obviously, which are useful in designing gas turbine combustors burning such low Btu gases.

PREDICTION OF HEAT TRANSFER COEFFICIENT ON TURBINE BLADE PROFILES

Wu Dingyi and Liu Songling

(*Northwestern Polytechnical University*)

ABSTRACT Several problems involved in the prediction of heat transfer coefficient on the turbine blade profiles without film cooling are studied in this paper for the purpose of improving the accuracy. These problems are: heat transfer in the vicinity of stagnation point, the location of boundary layer transition, heat transfer of transitional boundary layer and the influence of free stream turbulence intensity. Cebeci-Smith method is used to solve the boundary layer equations obtaining the similar solution in the vicinity of stagnation point. It is assumed that the free stream velocities near the leading edge of a blade can approximately be expressed as that for a cylinder, the radius of which equals to that of leading edge circle or to the radius of a "equivalent cylinder"; the solution obtained by this method in the vicinity of stagnation point is used as a initial profiles of velocity and enthalpy for the computation of boundary layer along the blade surface. STANS^[9] with some modifications is used to calculate heat transfer coefficient on the rest part of the blade surface. Transition origin and transition length are predicted by using the models suggested by Seyb^[5] and Dhawn at el.^[12] respectively. In order to take the free stream turbulence intensities into account, a turbulence viscosity is introduced as a part of effective viscosity of the fluid. Several numerical examples obtained by the proposed method in this paper indicate better agreement with the experimental data than by original STAN 5.