

旋转涡轮叶片端部气膜冷却的数值计算

北京航空航天大学 杨汇涛** 曹玉璋

【摘要】 旋转情况下, 考虑离心力场的浮升力以及科氏力对流动的影响, 用 S M P L E 方法, $k-\epsilon$ 湍流模型, 并考虑了壁面函数, 数值模拟了叶片端部的气膜冷却。和以往观点不同的是: 旋转叶片与非旋转的相比, 绝热温比高, 气膜冷却有所改善, 但换热系数大, 并初步分析了原因。

主题词: 旋转 气膜冷却叶片 数值模拟

分类号: V 232. 4

1 前 言

因为二次流附面层很薄, 换热系数很大, 且叶端又难以用内部冷却气流充分冷却, 故热负荷很大, 叶端容易被烧蚀而严重影响发动机的性能, 该部分的气膜冷却非常关键^[1, 2]。文献[3]综述了该领域的最新进展, 认为叶片旋转对端部换热和气膜冷却影响可以忽略不计, 故所综述的文献都是在静止或相对平动的坐标系下进行研究, 并将这些结论应用于旋转系。而真实航空发动机的涡轮叶片都是高速旋转的, 由此产生离心力场的的浮升力以及科氏力对流动的影响均无法考虑, 本文用数值计算的方法进行了研究。

2 求解方程的数值方法

本文采用旋转非惯性系柱坐标下的各种守恒方程(方程略), $k-\epsilon$ 模型计算湍流, 并考虑了湍流边界层的壁面函数法^[4]。

压力—速度校正法(S M P L E 法)是工程上普遍应用的 Navier- Stokes 方程解法。通用微分方程^[5]为:

$$[\partial(\rho\Phi)/\partial\tau] + \text{div}(\rho\vec{V}\Phi) = \text{div}(\tau_\Phi \text{grad}\Phi) + S_\Phi$$

该方程四项分别是不稳态项、对流项、扩散项和源项。将离心力和科氏力都放入方程的源项 S_Φ 中考虑, 用交错网格求解以避免压力的波动。

3 计算与结果分析

文献[3]对叶片端部气膜冷却的结构(图 1)抽象成如图 2 的实验模型, 左边热气是模拟燃气, 右下气路是气膜冷却用气, 试件模拟叶片的端部。图 3 是两种典型试件的几何尺寸。

网格划分如图 4。对 H 型结构, 左下方和右下方流场内的固体用空度法^[6]求解, 由于空度方法只是从数学上模拟了流场中固体的减小流道区域的作用, 但固体还有增加阻力的作用, 为了兼顾固体这两方面的作用, 可以把空度方法与壁面函数合用。用共轭法计算固体、流体的温

场。边界条件: 入流的速度、压力给定; 出口边界外推给定, 并远离感兴趣的计算域; 壁面速度无滑移, 近壁区采用壁面函数; 湍流动能 k 及湍动能耗散率 ϵ 边界处理基本上与速度相同; 当计算绝热温比 η 时, 温度给第二类边界条件 $q_w = 0$; 计算换热系数 h 时, q_w 给定一等热流。气膜冷却给定气膜出口速度、温度和压力。

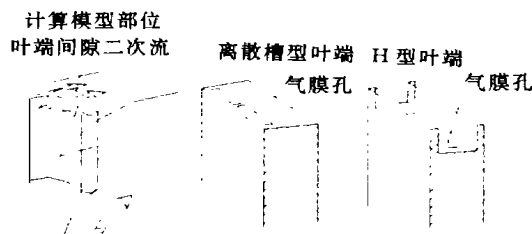


图1 叶片端部二次流气膜冷却

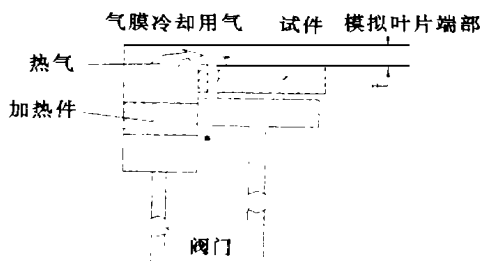


图2 实验模型简图

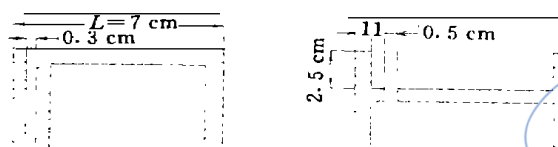


图3 叶片端部气膜冷却孔结构和几何尺寸

流场内的固体用空度法求解

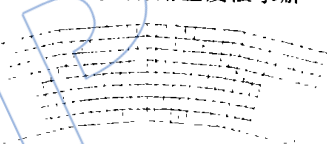


图4 网格的划分

定义 $Re_m = uD_h/\gamma$, u 为主流速度, D_h 为通道的当量直径, 实验宽度取 8.26 cm, γ 为运动粘性系数。绝热温比 $\eta = (T_\infty - T_{aw})/(T_\infty - T_f)$, 无量纲温度 $\theta = (T - T_f)/(T_\infty - T_f)$ 。 T_∞ 为来流温度, T_{aw} 为绝热壁温, T_f 为冷气气膜温度, T 为流体温度。 $M = \rho_f u_f / \rho_\infty u_\infty$ 为吹风比, ρ_f 和 u_f 分别是气膜冷却气的密度、速度, ρ_∞ 和 u_∞ 是主流的密度和速度; 换热系数 $h = q/(T_r - T_w)$, T_w 为壁面温度, T_r 为参考温度, 对于气膜冷却时取绝热壁温。 $Nu = hD_h/k_f$, k_f 为空气导热系数。

为了验证本程序的可靠性, 当转速 $\omega = 0$ 时, 按文献[3]实验的参数进行计算, 将实验三维结果 η 折算成二维与计算值相比较, 结果对比见图 5(a) 和 (b)。由图可知离散槽型叶端数据吻合很好, H 型在气膜孔处差别较大, 虽然理论上气膜孔的 η 应趋于 1, 但文献[3]采用传热方法测量, 由于受实验原理的限制, 难以准确测量, 因此实验值偏小(在该情况下, 通常用 CO_2 传质比拟的方法比较准^[7])。由此可知本程序是可靠的。

当旋转半径为 0.2 m, 作者分别计算了旋转角速度 $\omega = 1000, 5000, 10000 \text{ r/min}$ 的各种工况。在真实发动机的旋转情况下, 由于下边界叶端运动而上边界机匣静止而产生回流, 且强离心力, 科氏力对流动均有影响, 而静止实验则无法考虑上述因素。流场的不同从而导致温场也有很大的差别, 因此绝热温比 η 和换热也与静止的不同。由图 5 可知旋转时有效温比 η 比非旋转时高, 并且有随着角速度增大而缓慢增大的趋势。原因是在离心力场和科氏力作用下, 流体受浮升力而脱离壁面, 因而冷却效果有所改善。本文计算结果与文献[8]的观点相同。

旋转对换热影响比较复杂, 由图 6 可知在气膜孔附近由于气膜对流动的扰动以及入口附近的入口效应均强化换热。各种工况流场示意图如图 7。对离散槽型的叶端, 上机匣相对运动

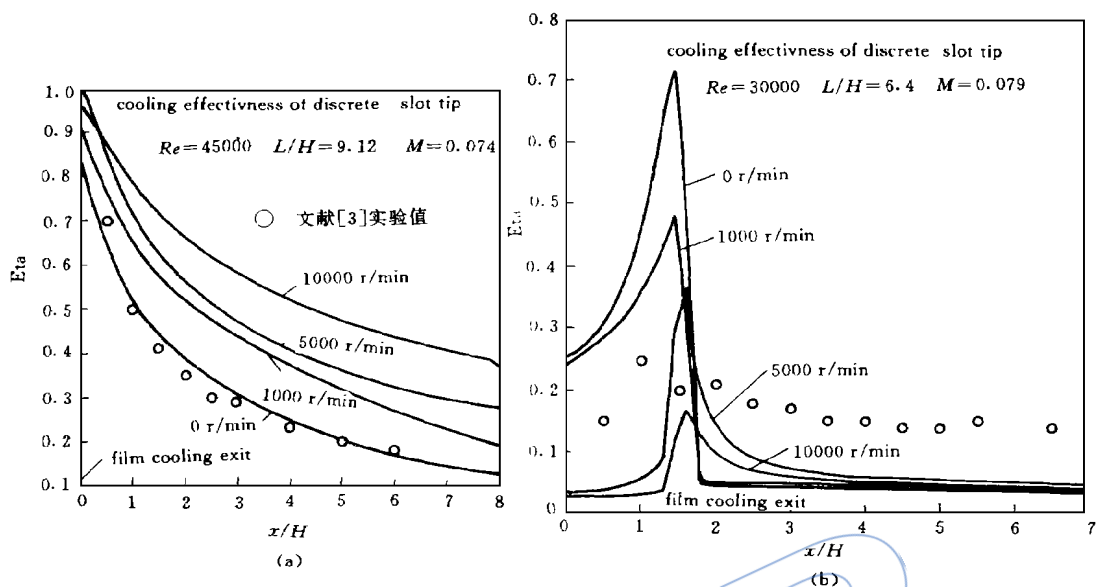


图 5 各种状况的绝热温比

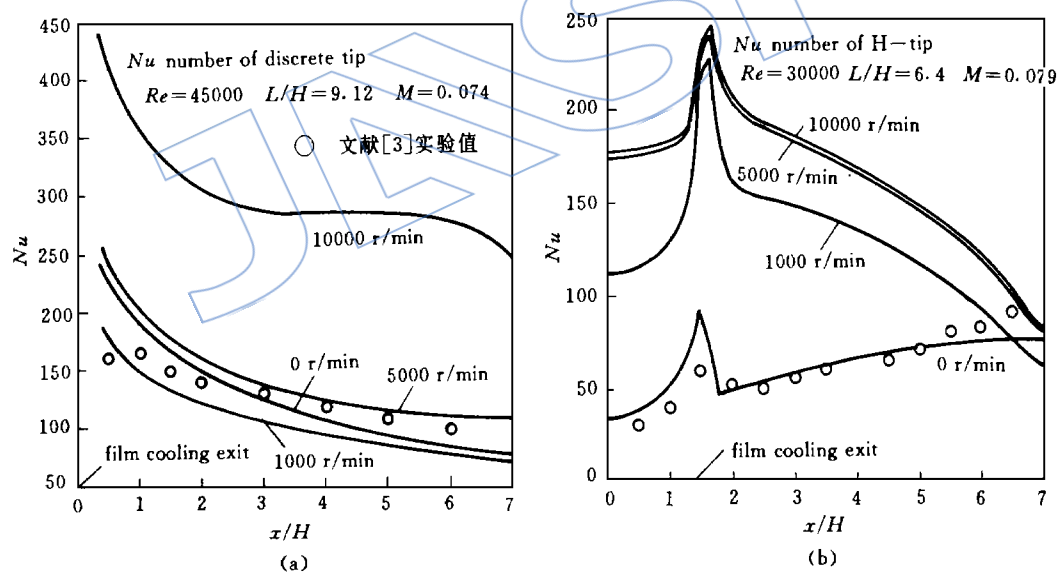
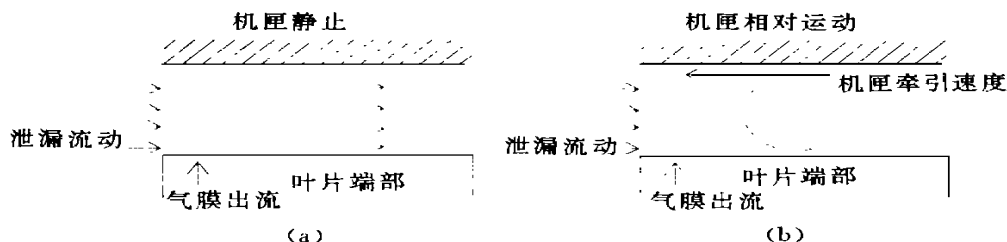


图 6 各种工况下的换热曲线

牵引的回流与泄露流动的方向相反,故当转速低时,这两种作用相互抵消,流速变慢,因此换热减小。当转速高时,由于回流的作用增大而使流速也增大,换热增强。对H型叶端,由于气膜出流的扰动,故而使中间气膜孔附近的换热增强;当静止时泄露流动产生的涡如图7(a)所示为顺时针方向,流体在叶端底部逆着 x 轴方向流动,故 Nu 数沿 x 轴逐渐增大;当转动时,由于机匣的相对运动的牵引而产生逆时针的涡(见图7(b)),在叶端的底部流体的流动顺着 x 轴方向流动, Nu 数沿 x 轴有逐渐减小的趋势。

离散槽型叶端结构示意图



H 型叶端流场示意图

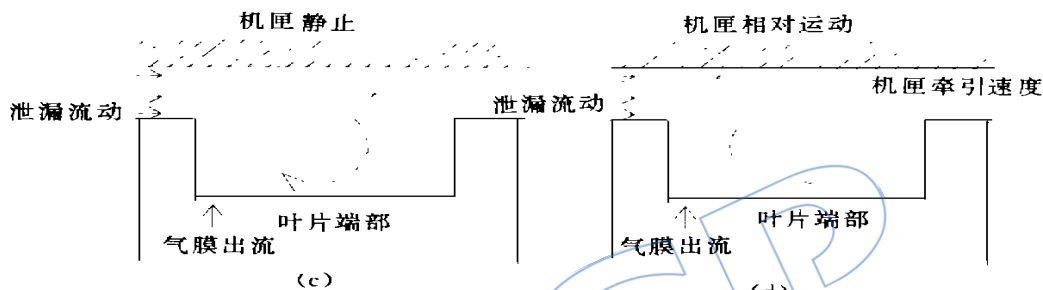


图7 静止与旋转各种工况流场示意图

4 结 论

航空发动机的涡轮叶片在旋转与非旋转情况下相比,以往观点认为旋转对叶端换热和气膜冷却的影响可忽略,本文的数值计算得出与之不同的结论:即由于高速旋转带来很强的离心力场和科氏力,使流体有脱离壁面的趋势,绝热温比 η 比非旋转的要大,气膜冷却效果有所改善;但随着转速增大,由于相对运动牵引的流动也增大,故换热系数也增大。由于叶端气膜冷却流动与换热的复杂性,总体冷却效果是否改善只能有待于实验的进一步研究。

致谢 作者对中科院力学所何煜同志提供的帮助表示衷心的感谢!

参 考 文 献

- 1 Magle R E, Metzger D E. Heat Transfer of Tip of an Unshrouded Turbine Blade. Proceedings, Seventh International Heat Transfer Conference, 1982, 3: 87- 92
- 2 李杰, 陈凡等. 扇形叶栅叶尖间隙流动及其对叶尖换热的影响. 工程热物理学报, 1996, 17(4): 446- 451
- 3 Kin Y W, Abdel-Messeh W, et al. Summary of the Cooled Turbine Blade Tip Heat Transfer and Film Effectiveness Investigations. ASME 94- GT- 167 1994
- 4 陶文铨. 数值传热学. 西安: 西安交通大学出版社, 1988
- 5 Patankar S V. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. McGraw-Hill, 1980
- 6 范维澄, 万跃鹏. 流动及燃烧的模型与计算. 合肥: 中国科技大学出版社, 1992
- 7 葛绍岩, 刘登赢等. 气膜冷却. 北京: 科学出版社, 1985
- 8 Vijay K G. A diabatic Effectiveness and Heat Transfer Coefficient on a Film-Cooled Rotating Blade. ASME 96- GT- 221 1996

A STUDY ON AVERAGED HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS OF A ROTATING CAVITY WITH AXIAL FRINGE INFLOW

Ding Shuiting, Tao zhi, Xu Guoqiang, Yuan Yixiang, Qiu Xuguang

(4th Dept. Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083)

ABSTRACT A turbine cooling configuration of an aero-engine was simplified to a rotating cavity with an axial fringe inlet and a radial outlet. The influences of rotating Reynold number, cooling air Reynold number and Grashoff number on the averaged heat transfer characteristics were experimentally investigated. The experiment indicated that the averaged heat transfer coefficient on the main disk increases with the increase of cooling air Reynold number and Grashoff number, and decreases with the increase of rotating Reynold number. An experimental correlation of the averaged heat transfer coefficient on the main surface is formulated.

Key Words Swirling Discs Heat transfer Thermo-convection coefficient
Centrifugal force

NUMERICAL SIMULATION OF FILM COOLING IN ROTATING BLADE TIP

Yang Huitao and Cao Yuzhang

(4th Dept. Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 210016)

ABSTRACT Numerical simulation of film-cooling in two types of blade tip in rotating case is completed by SIMPLE method. Turbulent eddy viscosity is determined by $k-\epsilon$ two equation model, while the wall function is considered in boundary layer. The simulation shows that centrifugal and Coriolis forces affect the flow and centrifugal force also brings about buoyancy, which is different from the usual viewpoint that the rotation has no effect on heat transfer and film cooling in blade tip. The result also indicates that the cooling effectiveness of the rotating blade is better than that of non-rotating one in the range considered.

Key Words Rotating Airfilm cooling Blades Numerical simulation

ANALYSIS OF EDGE CONTACT FOR HYPOID GEAR AND SPIRAL BEVEL GEARS

Gao Jianping, Fang Zongde, Yang Hongbin

(7th Dept. Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072)

ABSTRACT The simulation of gear meshing is performed by TCT programs in the light of the assumption that gear tooth surfaces are in contact at every instant. But the edge contact may occur due to misalignment, deflection of teeth and unsuitable machine-tool settings. So the vibration and noise of gear drives are inevitable. A new simulation method of the edge contact for hypoid gear and spiral bevel gears is provided. The contact patterns