

外缘预旋进气的旋转空腔主盘局部 换热及流阻特性研究^①

丁水汀 徐国强 陶 智 邱绪光

(北京航空航天大学动力系, 北京, 100083)

摘 要: 某型发动机的实际涡轮盘腔冷却结构被简化成外缘预旋进气的旋转空腔模型, 以实验方法研究了旋转雷诺数 (Re_ω)、冷气雷诺数 (Re_z)、哥拉晓夫数 (Gr^*) 对主盘局部换热及流阻特性的影响。实验发现, 冷气雷诺数、旋转雷诺数的增大, 使主盘局部换热系数在盘缘附近迅速增大, 而在接近盘心时出现负值; 阻力系数随旋转雷诺数的增大而减小, 随冷气雷诺数的增大而增大。

主题词: 涡轮盘, 涡轮冷却器, 传热系数, 阻力系数

分类号: V232.3

LOCAL HEAT TRANSFER AND FLOW CHARACTERISTICS OF ROTATING CAVITY WITH TANGENTIAL PRE- SWIRLING FRINGE GUIDE VAN AND RADIAL OUTLET

Ding Shuiting Xu Guoqiang Tao Zhi Qiu Xuguang

(Dept. of Jet Propulsion, Beijing Univ. of Aeronautics and Astronautics, Beijing, 100083)

Abstract: A turbine cooling configuration of aero-engine was simplified to be the rotating cavity with an tangential pre-swirling fringe guide van and a radial outlet. The influences of rotating Reynolds number, cooling air Reynolds number and Grashoff number on the local heat transfer and flow characteristics were experimentally investigated. Experiment indicate that the flow pattern in the rotating cavity is mainly controlled by Rossby number. The local heat transfer coefficient on the edge of main disk rapidly increases with the increase of cooling air Reynolds number and rotating Reynolds number. The local heat transfer coefficient becomes negative near the center of the disk. The flow friction coefficient increases with the increase of cooling air Reynolds number and decreases with the rotating Reynolds number.

Subject terms: Turbine wheel, Turboexpander, Heat transfer coefficient, Drag coefficient

1 引 言

图 1 为旋转腔主盘面的实验模型, 与发动机原型半径近似 1:1, 旋转盘半径为 305mm, 有效实验段内半径 $R_2=140\text{mm}$ 、外半径 $R=270\text{mm}$, 空腔间距 $S_1=65\text{mm}$ 。

压缩空气由图 1 所示沿周向均布的 80 个 $6\text{mm}\times 7\text{mm}$ 的顺转向预旋角 $\theta=25^\circ$ (即进气方向和空腔切向的夹角) 的预旋喷嘴流出, 经 $R_1=258.5\text{mm}$ 的 134 个 $\phi 8$ 的附盘进气孔进入旋

^① 收稿日期: 1998-04-06, 修回日期: 1998-04-15

转腔体, $S_2=2\text{mm}$, 然后由距附盘面 $S_3=47\text{mm}$ 的 36 个 $\phi 12.5$ 的出气孔径向流出。实验范围: 旋转雷诺数; $Re_\omega = \omega R^2/\nu = 0 \sim 1.5 \times 10^6$; 冷气雷诺数; $Re_z = V_z R/\nu = 0 \sim 2 \times 10^5$; 哥拉晓夫数 $Gr^* = 2\omega^2 \beta_{QR} Z R^6 / \lambda \nu^2 (R^2 - R_2^2) = 2.0 \times 10^{11} \sim 1.4 \times 10^{14}$ 。

定义局部换热系数 $\alpha_r = q_r / (t_{wr} - t_c)$, 式中 $q_r = -\lambda_d (\partial t / \partial z)_w$ 为主盘面局部热流密度, λ_d 为主盘材料导热系数, t_{wr} 为主盘面径向温度, t_c 为冷气进口温度。

定义阻力系数 $\xi_1 = 2(p^* - p_0) / \rho \omega^2 R^2$, 式中 p^* 为旋转腔进口总压, p_0 为出口环境压力, ω 为旋转角速度。

2 实验结果及分析

实验利用热电偶分别测出了不同工况下主盘面的径向温度分布, 如图 2。实验的主盘温度场计算取 5025 个节点, 用数值计算方法解热传导方程得到主盘温度场, 计算结果很好的满足了整个计算区域的热平衡。图 3 是计算所得的其中一个典型工况的主盘温度场。从温度分布可以定性看出, 在主盘小半径处, 已经出现了热流为负的情况 (热流沿 Z 向为正)。

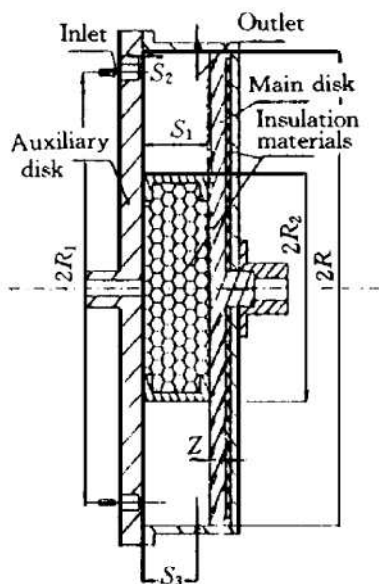


Fig. 1 Experimental model

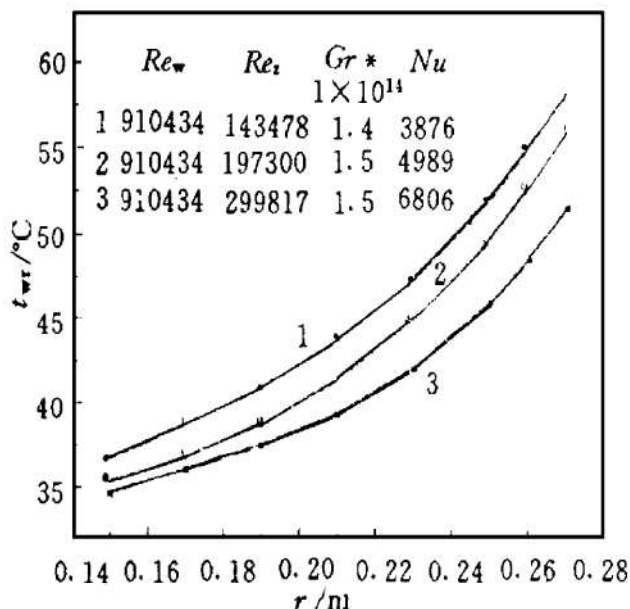


Fig. 2 Distribution of radial temperature of main disk surface

图 4 为确定的旋转雷诺数、不同的进气雷诺数条件下, 主盘面的局部换热系数 α_r 的分布。可以看出, 总体 α_r 的分布以冷气进口半径位置 $R=R_1$ 为分界线, 当 $R_1 < r < R$ 时, 可称为强迫对流区, α_r 随径标 r 增大迅速增大, 当 $r < R_1$ 时, 可称为自然对流区, α_r 随着径标 r 的减小缓慢减小, 直至出现负值 (气流向盘加热)。进气雷诺数越大, α_r 出现负值的径标越大。另外, 随着进气雷诺数的增加, α_r 呈现两头增加的趋势, 即: 主盘高半径处的正换热增加, 同时盘低半径处的负换热也增加。

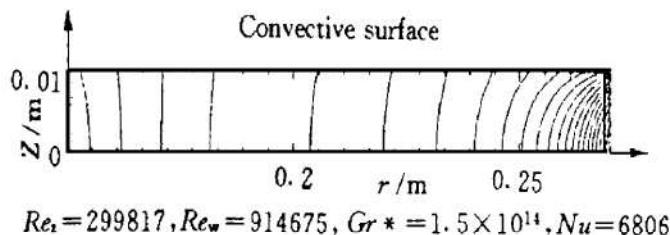


Fig. 3 Temperature distribution of main disk

图 5 为确定的进气雷诺数、不同的旋转雷诺数和哥拉晓夫数条件下,主盘面的 α_r 的分布。加大转速,将使 Re_w 和 Gr^* 同时增加,这两个准则数控制着研究域中的不同子域,前者 and 进气雷诺数一起主要控制冷气主流区,后者主要控制热盘附近的自然对流区,而且无明确的分界限,实验亦无法保证 Gr^* 恒定的情况下去单独改变 Re_w ,因此,图 5 中的实验点,均反映旋转的综合影响。可以看出,总体分布大致和图 4 相同。同时,随着 Re_w 、 Gr^* 的增加, α_r 亦呈现两头增加的趋势。

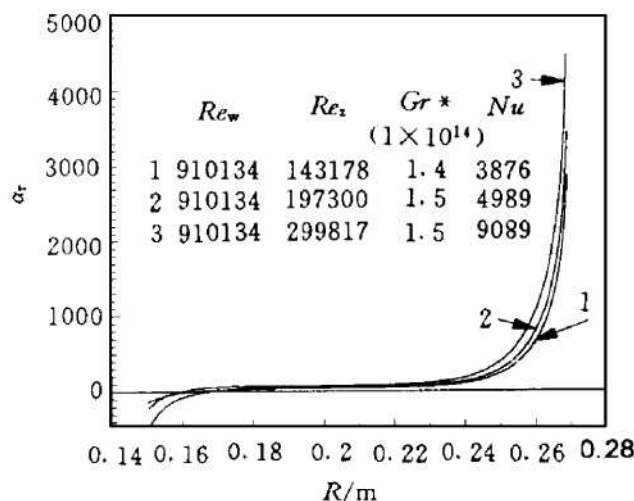


Fig. 4 Relations between distribution of local heat transfer coefficient and cooling air reynolds number

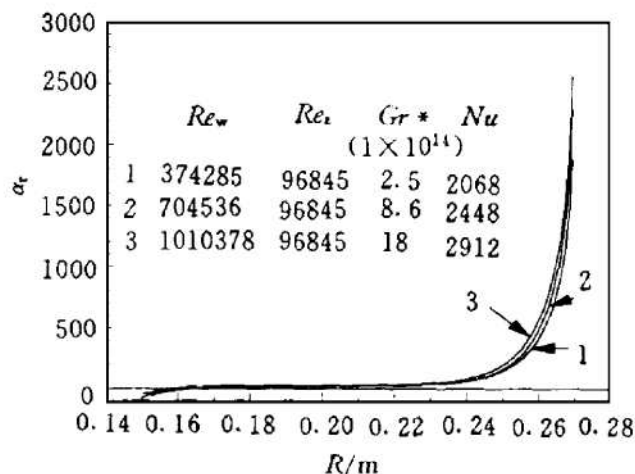


Fig. 5 Relations between distribution of local heat transfer coefficient and rotating reynolds number

首先,这种总体的分布形式是由流动结构决定的。冷气从高半径 ($R=R_1$) 处预旋进入旋转空腔,预旋的进气在旋转空腔内的进口段流动,受罗斯比数影响较大,当 $R_0 < k_1/2\cos\theta = 0.372$ 时,入流线向腔内偏移,因此,当 Re_w 增加(罗斯比数减小)时,可以发现,强迫对流区的边界由进气口 $r=R_1$ 位置逐渐向内偏移。一般当 $r < R_1$ 时,是自然对流控制区。因此,这段位置的局部换热系数较小,变化平缓,越向盘心, α_r 越小。

其次,对于轮缘加热,盘后绝热,迎风面对流冷却,盘心通过轮毂和传动轴略有向外导热的实验模型结构形式,由于迎风面冷气从高半径进入旋转腔。这时,轮缘的加热量有两种途径向盘心方向传递:主盘的固体导热和腔内的自然对流。对于本实验模型,一方面强迫对流区的强烈对流换热使前者的固体导热的动力(径向温差)大大减小,另一方面不锈钢盘的导热系数较小,向盘心的导热面积又逐渐减小,导致导热热阻逐渐增大,相反,离心力场下的自然对流又较强。根据最小阻力原理,轮缘热量除强迫对流带走的以外,大部分将由腔内流体带向盘心,而固体导热被有效削弱,结果使 α_r 在小半径时出现负值。即出现流体向旋转盘固体加热的情况,使整盘的温度趋于均匀,有效地减小了热应力,提高了旋转腔的疲劳寿命。这是一个特殊的耦合问题,主盘面的换热系数分布既取决于对流换热又取决于盘内导热。

图 6a, b 为在进气雷诺数、旋转雷诺数大致相等的前提下,不同的进气方式(轴向进气和预旋进气)对主盘面局部换热系数分布及换热强、弱的影响。轴向进气对应的相对切向速度 $V_\theta = (V_z \cos\theta - \omega R_1) = 0$,预旋进气的相对切向速度 $V_\theta < 0$ 。图 6 中的轴向进气的数据取自文献 [4]。从图 5 可以看出两点,一方面,强迫对流的区域内边界,预旋进气的比轴向进气

的更向内（负 r 方向）偏移，同时，强迫对流区域内的局部对流换热系数，预旋进气的比轴向进气的要大得多。但这时自然对流区域内的局部换热系数，预旋进气和轴向进气相比基本不变。这主要是由于冷却气的进气结构不同造成的。文献 [4] 的模型为轴向进气模型，冷气进入空腔后在离心力的作用下，使流线向外偏移，这将导致主盘迎风面的相对冷气流量降低，从而降低了强迫对流区域的对流换热系数。而本模型为预旋进气，冷气进入空腔后将受到的离心力和径向哥氏力的共同作用，其径向合力为： $F_r = (\omega^2 R_1 + 2\omega V_\theta)$ 。其中： $V_\theta = (V_z \cos\theta - \omega R_1)$ 为冷气切向相对速度。由于 $F_r = (2\omega V_z \cos\theta - \omega^2 R) < 0$ ，冷气向内偏移，同时主盘面的相对冷气密流增加，这将扩大强迫对流的区域，而且大大增强对流换热系数。而自然对流区域无多大变化。因此从有助于转盘换热的角度来看，本模型要比文献 [4] 的模型优越。

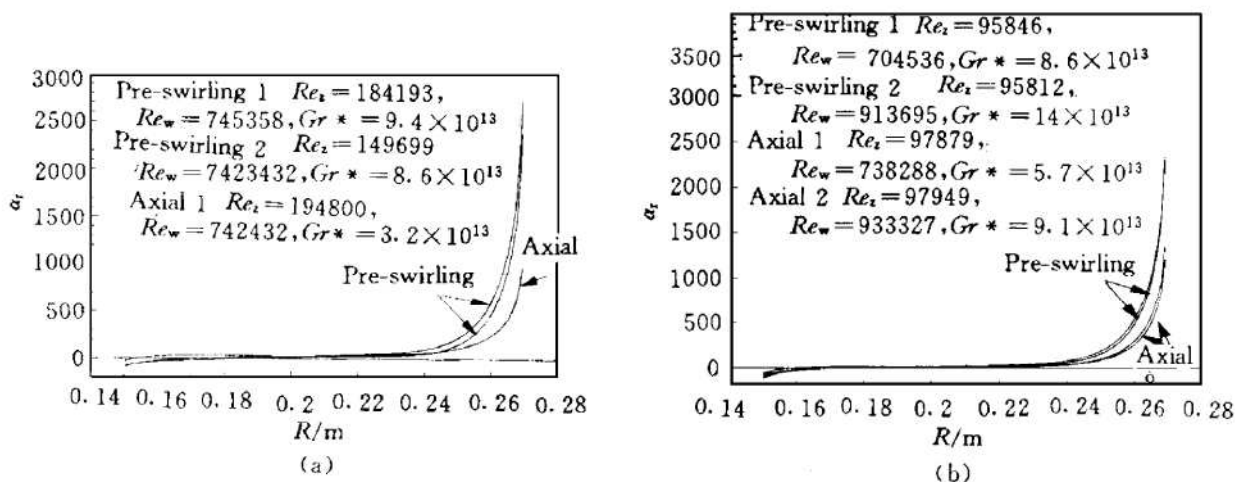


Fig. 6 Effects of pre-swirling on the distribution and the magnitude of the local heat transfer coefficient on the main disk

图 7 和图 8 反映了高半径进气旋转空腔的阻力特性。可以发现，阻力系数随进气雷诺数的增大而增大，随旋转雷诺数的增大而减小。进气雷诺数越小，旋转雷诺数越大，阻力系数越小。这在一定程度上反映了旋转泵效应的影响。

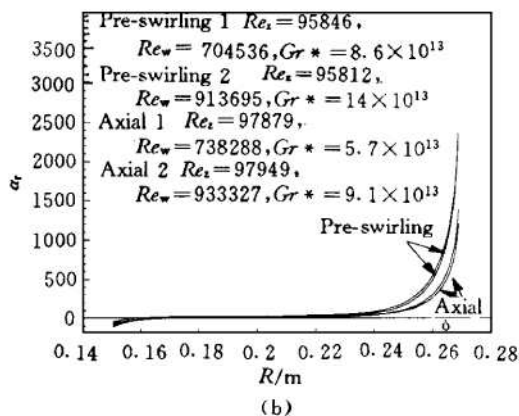


Fig. 7 Relations between flow friction coefficient and rotating Reynolds number

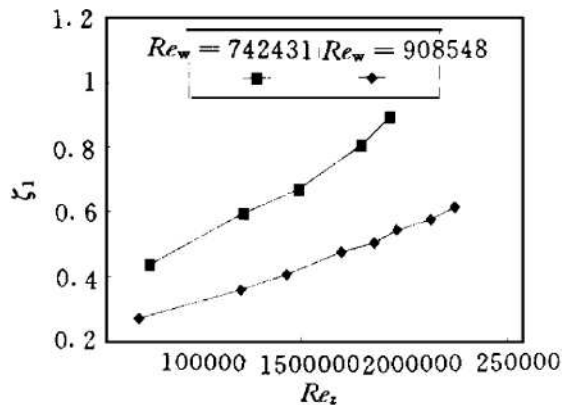


Fig. 8 Relations between flow friction coefficient and cooling air Reynolds number

- 1 陈启智. 液体火箭推进系统健康监控系统的演变. 推进技术, 1997, 18 (1): 1~7
- 2 刘红军. 液体/煤油火箭发动机故障诊断与监控. 推进技术, 1997, 18 (1): 18~21
- 3 杨尔辅, 朱志斌, 张振鹏, 等. 推力室和涡轮泵故障监测与诊断技术研究报告 北京航空航天大学宇航学院, 1997.