

外缘轴向进气的旋转空腔主盘 平均换热特性研究

北京航空航天大学 丁水汀* 陶 智 徐国强 袁怡祥 邱绪光

【摘要】 某型发动机的涡轮盘腔冷却结构被简化成外缘轴向进气的旋转空腔模型, 以实验方法研究了旋转雷诺数(Re_w)、冷气雷诺数(Re_c)、哥拉晓夫数(Gr^*) 对主盘平均换热特性的影响。实验发现, 主盘平均换热系数随冷气雷诺数的增大而增加, 随旋转雷诺数的增加而下降, 随哥拉晓夫数的增加而增加。根据实验结果给出了计算主盘表面平均对流换热系数的经验关系式。

主题词: 旋转 盘 换热 离心力

分类号: V231.1

1 前 言

本文将某型发动机的涡轮盘腔冷却系统简化成如图 1 所示的模型。对于盘、腔内换热问题的研究, 文献[1~4]作了一些报道, 但实验模型为径向内流、径向外流, 以及轴向贯通流, 与本模型进、出流方式不同; 由于采用中心进气方式, 文献[4]忽略了哥拉晓夫数的影响。另外, 国内对转-静系模型做了较多研究^[5]。本文着重研究图 1 所示的模型的换热特性以及离心力和浮升力对换热的影响, 以加深对此类换热问题的了解, 为实际发动机涡轮部件的冷却设计提供依据。

2 实验研究的准则关系式、实验装置及方法

旋转坐标系下的微分方程组及相似理论, 在流速较低的情况下, 忽略可压缩性的影响, 实验准则关系可表为:

$$Nu = f(Re_w, Re_c, Gr, Pr, S_1/R, S_3/R, R_1/R, R_2/R) \quad (1)$$

式中: 努塞尔特数 $Nu = \alpha R / \lambda$, 普朗特数 $Pr = \nu / \alpha$, 旋转雷诺数 $Re_w = \omega R^2 / \nu$ (ω 为旋转角速度), 冷气雷诺数 $Re_c = V_z R / \nu$ (V_z 为附盘平均相对进气速度), 哥拉晓夫数 $Gr = \omega^2 \beta \Delta T R^4 / \nu^2$ 。

实验中介质为空气, 普朗特数基本不变, $S_1/R, S_3/R, R_1/R, R_2/R$ 也为常数。

本实验模型主盘外缘为等热流边界条件: $q_R = \text{const}$ 。而主盘背面绝热及实心盘的轴对称效应, 可认为加热热流全由主盘迎风面传出。因此迎风面平均热流强度为: $q = 2RZq_R / (R^2 - R_2^2)$ 。式中: Z 为主盘轮缘加热边宽度。

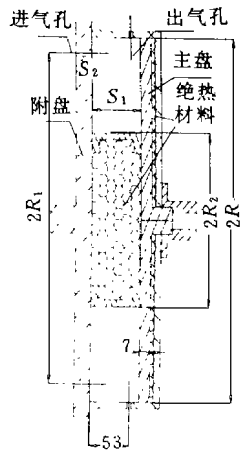


图 1 实验模型

在迎风面上有: $\alpha \Delta T = q$ 。式中: α 为主盘平均换热系数。

因此为使用方便且更符合本模型, 用努塞尔特数和哥拉晓夫数相乘, 并将特征温差用 q/α 代替得两子域耦合的第二类边界条件下的哥拉晓夫数为: $Gr^* = 2\omega^2 \beta q R^6 / \lambda^2 (R^2 - R_2^2)$ 。式中: $\beta = 2/(T_{wi} + T_c)$, T_{wi} 为迎风面平均壁温。

用实验方法求解以下关系: $Nu = f(Re_\omega, Re_z, Gr^*)$ (2)

并确定式(2)的具体形式, 进而研究主盘迎风面的平均换热特性。式中各准则数的定性温度为冷气进口温度 T_c 。

实验模型与发动机原型半径近似 1:1, 其旋转半径为 305 mm, 有效实验段内半径 $R_2 = 140$ mm 和外半径 $R = 270$ mm, 主盘厚度 $Z = 12$ mm, 空腔间距 $S_1 = 35$ mm。

压缩空气由 $R_1 = 258.5$ mm 的 134 个 $\Phi 8$ 的附盘进气孔轴向进入腔体, $S_2 = 10$ mm, 然后由距附盘面 $S_3 = 17.5$ mm 的 36 个 $\Phi 12.5$ 的出气孔径向流出, 冷气的流量分别用节流孔板测量和调节阀门控制。驱动装置是一台 11 KW 的交流电机, 其转速由电磁离合器调节, 最大转速为 1200 r/min, 经变比为 1:3 的皮带传动带动旋转腔旋转。实验时, 旋转腔的转速可在 0~3600 r/min 内连续变化, 其转速由光电式数字转速表测定。为保证沿径向较大的温差以减少相对测量误差, 旋转腔主盘由 1Gr18Ni9Ti 不锈钢加工而成, 在它的边缘有一环型沟槽。加热带均匀地铺设在这里, 加热带外敷以绝热材料压紧后用盖板盖牢, 以保证等热流边界条件。电加热带导线经空心轴引到强电刷环装置上。主盘迎风面的温度用 18 对 $\Phi 0.2$ 的 NiCr-NiSi 热电偶测量, 其测点位置距圆心依次为 140, 150, 170, 190, 210, 230, 250, 260, 270 mm, 每个径向位置布置两对, 角度相差 180°。热电偶信号先由在旋转系上的放大器放大, 再由多路选通器选通到滑环引电器, 经 A-D 转换后由计算机采集。这样很大程度上消除了滑环对测量的影响。考虑到实际发动机的涡轮盘腔是双面冷却, 换热近似对称, 中间截面近似绝热, 因此本实验模型主盘的背面及轮毂内装有绝热材料, 然后压紧。

本文利用热电偶分别测出不同工况下主盘盘面壁温, 再用数值计算的方法求出盘内温度分布进而求出盘表面的热流密度, 再解得其局部和平均换热系数。平均换热系数的定义:

$$\alpha = [\sum \Delta F_i \alpha (T_{wi} - T_c)] / [F (T_{wi} - T_c)_{AV}] \quad (3)$$

α 为局部对流换热系数; ΔF_i 为微元体的对流换热面积。F 为迎风面的表面积, $(T_{wi} - T_c)_{AV}$ 为盘表面温度与冷气温度之差的平均值, T_{wi} 为盘面局部温度。

实验范围: 旋转雷诺数 $Re_\omega = 0 \sim 1.5 \times 10^6$; 冷气雷诺数 $Re_z = 0 \sim 2 \times 10^5$; 哥拉晓夫数 $Gr^* = 5.3 \times 10^{11} \sim 1.4 \times 10^{14}$ 。

3 实验结果及讨论

由于模型的附盘进气孔的长径比为 10:8=1.25, 很好地保证了实验范围内各种工况下冷气相对于旋转腔基本上全轴向进入, 因而减弱了进口径向哥氏力的影响, 较好的模拟了某发动机高压涡轮盘腔的设计工况。下面分别对实验结果进行分析。

(1) 小转速下, 主盘面的换热随冷气雷诺数的变化规律。

在流量较大、转速较小的情况下, 冷气进入空腔后, 受离心力影响较小, 主盘面的换热主要由强迫对流控制。如图 2 所示 ($n = 198$ r/min 即 $Re_\omega = 9.8 \times 10^4$, $Gr^* \approx 5.29 \times 10^{11}$) 其回归公式为: $Nu = 0.00792 Re_z^{0.9886}$ 。

(2) 大转速下, 主盘面的换热随冷气雷诺数的变化规律。在转速较大而冷气流量较小的情

况下,冷气进入空腔后,相对受离心力影响较大,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。在流量较小而转速较高的情况下,冷气甚至可能在保证与腔内环流有少量质量和动量交换的同时,大部分冷气直接由出气孔流出而不能冲击主盘面。表现为主盘面换热主要取决于浮升力驱动的自然对流。如图 3 所示,在保持较高转速不变的前提下, Nu 随 Re_z 的变化与图 2 相比明显较缓, Re_z 的幂指数随转速的不同 $n=1000, 2000, 2500$ r/min 依次变为 0.61, 0.42, 0.19,这主要是离心力的增大使主盘面的相对冷气流量降低的缘故。当然图 3 中也包含了哥拉晓夫数的影响(哥拉晓夫数依次为 $1.4 \times 10^{13}, 5.5 \times 10^{13}, 8.5 \times 10^{13}$)。但总的来说,随着冷气雷诺数的增大,主盘面换热增强。

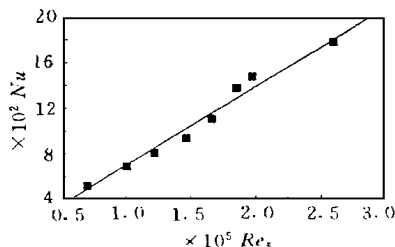


图 2 小转速下冷气雷诺数对换热的影响

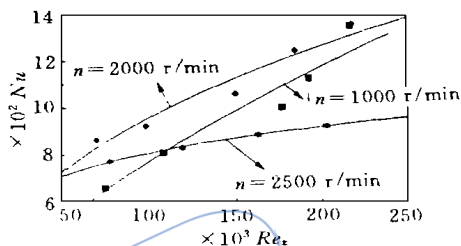


图 3 不同转速下冷气雷诺数对换热的影响

(3) 旋转对换热的影响。在小流量下($V_z=2.99$ m/s 即 $Re_z=5.2 \times 10^4$, $Gr^*=2.3 \times 10^{11} \sim 5.4 \times 10^{13}$)如图 4 所示,实验点反映了旋转雷诺数(Re_w)、哥拉晓夫数(Gr^*)对主盘平均换热特性的综合影响。随着旋转的增强,主盘面感受到的相对冷气量减少,导致换热下降,同时,旋转又使浮升力增大,使自然对流增强,增强了盘面换热。在小流量下,旋转雷诺数存在一临界点,在临界点之前,旋转的综合效应使盘面换热增强,而在临界点之后,旋转的综合效应使盘面换热减弱。

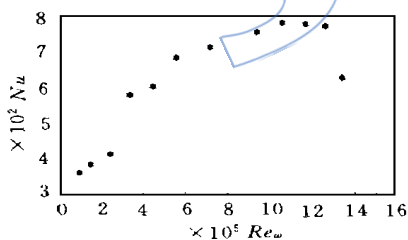


图 4 小流量下旋转对换热的影响

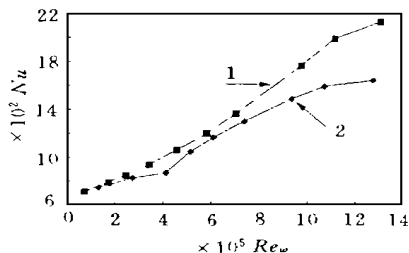


图 5 大流量下旋转主盘面对换热的影响

在较大流量下,由于最大转速的限制,未能发现临界点,如图 5 所示。线 1 工况为: $V_z=6.998$ m/s 即 $Re_z=1.2 \times 10^5$, $Gr^*=2.7 \times 10^{11} \sim 8.6 \times 10^{13}$; 线 2 工况为: $V_z=5.626$ m/s 即 $Re_z=0.97 \times 10^5$, $Gr^*=1.6 \times 10^{12} \sim 1.4 \times 10^{14}$ 。从图 5 可以看出,在冷气流量一定(较大)的前提下,旋转对换热有加强作用,但这仍然是旋转雷诺数(Re_w)和哥拉晓夫数(Gr^*)共同作用的结果。因为旋转在增大 Re_z 的同时也使 Gr^* 迅速增大。显然,在较大转速下,工况 2 的变化趋势较工况 1 平缓,可以预测其临界点要比工况 1 先到,这主要是因为工况 2 的 Re_z 比工况 1 小。

从图 6 中($Re_w=1.05 \times 10^6$; $Re_z=6.9 \times 10^4$)可以看到哥拉晓夫数 Gr^* 对换热的影响。从曲

线的斜率可以看出,腔内换热随哥拉晓夫数变化。随着哥拉晓夫数的增加,迎风面换热大大增强。因此由浮升力驱动的自然对流占主导地位。

对 86 个不同的实验工况进行了多元非线性回归,得到了准则公式(4),其分散度在 $\pm 15\%$ 。准则公式:

$$Nu = 0.279 Re_z^{0.2717} Gr^*^{0.3853} Re_w^{-0.5094} \quad (4)$$

(4) 回归公式分析

在实验模型中, Re_w , Re_z 和 Gr^* 三者之间有较强的相关关系,即: Re_w 增加的同时导致迎风面感受到的相对 Re_z 降低而 Gr^* 增加。这一点从公式(4)中 Re_w 及 Re_z 的指数可以看出, Re_z 的幂指数还不及平板层流时的水平。而 Gr^* 的幂指数却较大,也说明了腔内的自然对流占主导地位。 Re_w 的幂指数为负值,并不说明旋转对换热不利,因为 Gr^* 中的 ω 的指数为 $0.3853 \times 2 = 0.7706$, 而 Re_w 中的 ω 的指数为 -0.5094 , 所以 ω 的总的幂指数量级为 0.2612。虽然 Gr^* 中包含 Re_w , 但不能将其合并,因为它们表征了腔内不同区域内离心力和浮升力的不同影响。另一方面迎风面相对冷气流量的降低,也通过气体膨胀系数 β 的变化对 Gr^* 的大小产生影响。 Gr^* 是一个耦合量,应用公式(4)时,要对迎风面平均壁温 T_{wi} 进行迭代,以求得最终的平均换热系数 α 。

4 结 论

本实验模型附盘进气孔的长径比为 $10:8=1.25$,很好地保证了实验范围内各种工况下冷气相对于旋转腔基本上全轴向进入,因而减弱了进口径向哥氏力的影响。可得到如下主要结论:(1) 在冷气雷诺数(Re_z)不变的前提下,旋转雷诺数(Re_w)的增加,一方面导致迎风面相对冷气流量的降低而减弱换热,另一方面又增大了哥拉晓夫数(Gr^*)而加强了换热。旋转对换热的减弱是有限度的,因此,在实验转速范围内,旋转的增加对换热的影响为先增强(流线未能偏移出气孔)、后减弱(迎风面的相对冷气流量开始降低),这已为实验所证实。(2) Re_w 不变的前提下, Re_z 的增加,将使迎风面的换热增强。但它的影响指数随转速的增加而降低,在小转速下,其指数大于 0.8,可能是含有冲击冷却的缘故,而在大转速下其指数甚至可能很小。(3) 在 Re_w 和 Re_z 均不变的前提下,随着 Gr^* 的增加,迎风面的换热将增强。

参 考 文 献

- 1 Owen J M. Air- Cooled Gas- Turbine Discs: A Review of Recent Research. Int. J. Heat and Fluid Flow, 1988
- 2 Ong C L, Owen J M. Prediction of Heat Transfer in a Rotating Cavity with a Radial Outflow. 89- GT- 265, 1989
- 3 Owen J M, Onur H S. Convective Heat Transfer in a Rotating Cylindrical Cavity. J. Enging. Power 82- GT- 151
- 4 Long C A, Owen J M. The Effect of Inlet Conditions on Heat Transfer in a Rotating Cavity with a Radial Outflow of Fluid. ASME 86- GT- 95
- 5 徐国强, 曹玉璋, 邱绪光. 中心进气的旋转盘平均换热特性研究. 航空动力学报, 1994, 9(1): 27- 30

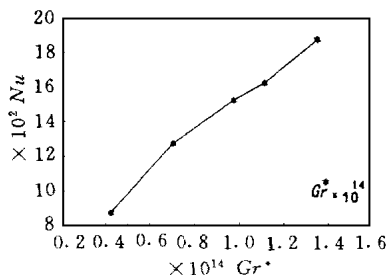


图 6 哥拉晓夫数对换热的影响

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