

中心进气的旋转盘平均换热特性研究

北京航空航天大学 徐国强* 曹玉璋 邱绪光

【摘要】 实际发动机的气冷涡轮盘结构被简化成具有中心进气的旋转盘模型,以实验方法研究了旋转雷诺数 Re 、进气流量系数 C_w 、间隙比 G 和出气间隙比 G_s 对旋转盘表面平均换热特性的影响。在本实验范围内, Re 较大时,它对盘面的 Nu 有较为明显的影响; C_w 的增大会提高转盘表面的换热能力; G 和 G_s 对盘面的 Nu 影响较小。根据实验结果给出了一个计算旋转盘表面平均对流换热系数的经验关系式。

关键词: 旋转盘 换热 对流换热系数

1 前言

作为基础研究,本文将实际发动机涡轮盘冷却系统简化成如图1所示的模型。对这类问题的研究,文献[1~3]做了一些报导,都在各自的实验条件下取得了某些对流换热系数的经验关系式。但由于实验条件、数据处理方法及实验方法的不同,所得经验关系式差异很大。国内在这方面的研究刚刚起步^[4]。本文主要研究图1所示模型的换热规律及其影响因素,以加深对这类流动与换热问题的理解,为设计实际发动机涡轮盘的冷却系统提供一些依据。

2 准则方程的建立

在温度不是很高时,旋转盘表面的换热主要由对流换热来实现,热辐射可以忽略不计。根据对流换热的性质可知,冷气的热物性(即导热系数 λ 、动力粘度 μ 、密度 ρ 及比热 C_p)、温度 T_∞ 、流量 m° 和流动区域的几何条件(即旋转盘半径 R 、转盘与静壁间隙 S_1 、出气间隙 S_2)及转盘的旋转角速度 ω 是影响本实验模型对流换热系数的主要因素。此外,本实验模型中旋转盘的冷却面既非等热流亦非等壁温,而是以

$$-\lambda_n(dT/dz)|_{\omega} = -\lambda_c(dT/dz)|_{\omega^*} \quad (1)$$

耦合在一起,其中 λ_n 为旋转盘的材料导热系数。转盘外缘加热的热边界条件为:

$$q_r = -\lambda_n(dT/dr)|_{r=R} \quad (2)$$

因此,热边界条件即加热边的热流密度 q_r 、盘子的导热系数 λ_n 和厚度 Z 也将影响盘面的平均对流换热系数 α 。不同的 q_r 或 λ_n ,盘面的平均对流换热系数 α 将会有很大的不同。根据以上

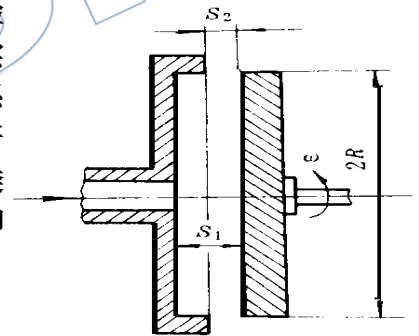


图1 实验模型

分析, 可以将影响 α 的这些单值性条件量列成下式:

$$\alpha = f_1(q_r, R, S_1, S_2, T_\infty, m^\circ, C_p, \rho, \mu, \omega, \lambda, \lambda_n, Z) \quad (3)$$

盘面中心为冲击冷却, 进气流速是影响换热的主要因素, 但是在进口尺寸不变时, 给定冷气流流量和冷气密度也就间接地给定了进口流速, 因此, 冷气进口流速已不属单值性条件量, 不可再列出。

本实验模型中, 气体流速不高, 耗散效应与换热相比可略去不计, 即认为热能和机械能没有发生转化, 热量 $[Q]$ 可作为一个独立的基本量纲。用 R (含长度)、 ρ (含质量)、 ω (含时间)、 T_c (含温度) 和 q_r (含热量) 作为基本量纲或由它们组成的单位^[5]去约化 (3) 式中的各量, 得到:

$$\frac{\alpha}{q_r/T_c} = f_2 \left(1, 1, \frac{S_1}{R}, \frac{S_2}{R}, 1, \frac{m^\circ}{\rho \omega R^3}, \frac{C_p}{q_r/(\rho \omega R T_c)}, 1, \frac{\mu}{\rho \omega R^2}, 1, \frac{\lambda}{q_r R/T_c}, \frac{\lambda_n}{q_r R/T_c}, \frac{Z}{R} \right) \quad (4)$$

根据相似理论, 可将准则重新组合, 但不能任意舍去。将 $m^\circ/(\rho \omega R^3)$ 除以 $\mu/(\rho \omega R^2)$ 可得第 1 个准则: $C_w = m^\circ/(\mu R)$, 即进气流量系数; 将 $C_p/(q_r/(\rho \omega R T_c))$ 与 $\mu/(\rho \omega R^2)$ 相乘再除以 $\lambda/(q_r R/T_c)$ 可得第 2 个准则: $Pr = \mu C_p/\lambda$, 即普朗特数; 取 $\mu/(\rho \omega R^2)$ 的倒数作为第 3 个准则: $Re = \rho \omega R^2/\mu = \omega R^2/\nu$, 即旋转雷诺数; 将 $\lambda/(q_r R/T_c)$ 除以 $\lambda_n/(q_r R/T_c)$ 得第 4 个准则: λ/λ_n ; 最后用 $\alpha/(q_r/T_c)$ 除以 $\lambda/(q_r R/T_c)$ 得到第 5 个准则: $Nu = \alpha R/\lambda$, 即平均努赛尔特数。为此, (4) 式可改写为:

$$\frac{\alpha R}{\lambda} = f_3 \left(\frac{S_1}{R}, \frac{S_2}{R}, \frac{m^\circ}{\mu R}, \frac{\mu C_p}{\lambda}, \frac{\rho \omega R^2}{\mu}, \frac{\lambda}{q_r R/T_c}, \frac{\lambda_n}{q_r R/T_c}, \frac{Z}{R} \right) \quad (5)$$

$$\text{即: } Nu = f_3(G, G_s, C_w, Pr, Re, \lambda/\lambda_n, q_r R/\lambda T_c, Z/R) \quad (6)$$

以上两式中的 $q_r R/\lambda_n$ 具有温度的量纲, 从概念上讲是温差, 反映了转盘因加热获得的某种升温情况。

本文将用实验的方法研究旋转盘表面的换热特性, 并确定 (6) 式的具体形式。式中各准则数的定性温度为冷气进口温度 T_∞ 。

3 实验装置及方法

压缩空气由中心进入腔体, 轴向冲击旋转盘面然后径向流出, 冷气的流量分别用节流孔板测量和阀门控制。驱动装置是一台 11kW 的交流电机, 其转速由电磁离合器调节, 最大转速为 1200r/min, 径变比为 1:3 的皮带传动带动旋转盘旋转。实验时, 旋转盘的转速可在 0 ~ 3600r/min 内连续变化, 转速由光电式数字转速表测定。旋转盘由低碳钢加工而成, 在它的边缘有一环型沟槽。加热电阻丝和内环表面的测温热电偶都埋在这里。为避免电阻丝脱落, 用耐火水泥将整个沟槽填满。电阻丝导线经空心轴引到电刷装置上。旋转盘迎风面的温度用 12 对 $\Phi 0.2\text{mm}$ 的 NiCr-NiSi 热电偶测量, 其测点位置与圆心的距离各为 0、40、80、110、130、140、150、160、165、170、175、180。实际发动机的涡轮盘是双面冷却, 换热是近似对称的, 中间截面近似于绝热, 本实验在盘子的背面贴有玻璃棉和石棉板等隔热材料, 然后用盖板压紧。为防止冷气从轴承向外泄漏, 在轴承和支座处装有石墨封严。分别调节转盘前的两个滑动环罩的位置可改变盘罩间隙 S_1 和出气间隙 S_2 。当 S_1 或 S_2 发生变化时, 实验段的阻力亦随之变化, 为保证冷气流量不变, 按预先计算好的流量与节流孔板的压差和取压室压力的关系调节阀门的开启度。

要想求出不同工况时旋转盘表面的局部和平均对流换热系数, 则必须知道旋转盘冷却面上的热流密度, 在高速旋转盘上直接测热流密度是非常困难的。本文利用热电偶分别测出不同工况下的加热面和冷却面的壁温 (图 2 为一实验工况下的转盘表面的温度分布。 $G = 0.459$,

$G_s = 0.099$, $C_w = 2.7 \times 10^4$; * $Re = 6.5 \times 10^5$, $\square Re = 4.3 \times 10^5$, $\bigcirc Re = 1.1 \times 10^5$, 再用数值计算的方法求出盘内温度分布和表面热流密度, 进而求出其局部和平均对流换热系数。平均对流换热系数 α 的定义如下:

$$\alpha = \frac{\sum \Delta F_i \alpha_i (T_{wi} - T_c)}{F (T_{wi} - T_c)_{av}} \quad (7)$$

α_i 为局部对流换热系数; ΔF_i 为微元体的对流换热面积。 F 为冷却面的表面积, $(T_{wi} - T_c)_{av}$ 为盘表面温度与冷气温度的差的平均值, T_{wi} 为盘面的局部温度。

实验范围: 转速 $0 \sim 3100 \text{ r/min}$, 亦即 $Re = 0 \sim 7.5 \times 10^5$; 流量 $m = 177 \sim 483 \text{ kg/h}$, 亦即 $C_w = 1.4 \times 10^4 \sim 3.2 \times 10^4$; 盘罩间隙 $S_1 = 4 \sim 57$, 亦即 $G = 0.022 \sim 0.32$; 出气间隙 $S_2 = 1 \sim 18.7$ 亦即 $G_s = 0.006 \sim 0.104$ 。

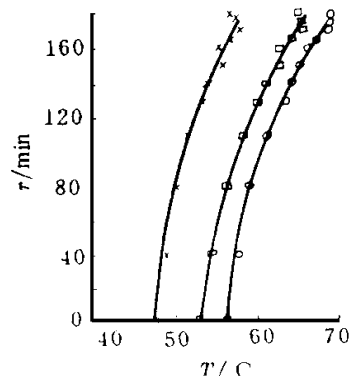


图2 表面温度分布

4 实验结果及讨论

图3 (a 为 $q_r = 15000 \text{ W/m}^2$, $G = 0.317$, $G_s = 0.104$, $\square C_w = 1.9 \times 10^4$, $\bigcirc C_w = 2.7 \times 10^4$; b 为 $q_r = 9500 \text{ W/m}^2$, $C_w = 2.7 \times 10^4$, $G = 0.028$, $G_s = 0.022$) 分别示出了旋转雷诺数 Re 对盘面平均努赛尔特数 Nu 的影响。随着旋转雷诺数 Re 的提高, 盘面平均努赛尔特数 Nu 逐渐加大, 这种趋势在 Re 较大时较为明显。其它条件不变, 而当流量系数 C_w 较大时, Re 对 Nu 的影响较为平缓, 此时盘面的换热主要由 C_w 决定。

转盘转动时, 由于气体的粘性作用, 会使转盘附近的气体以某一滞后转盘转速的角速度跟着盘子旋转, 在离心力的作用下, 气流沿径向上的流速加大。但在定常流动的情况下, 流入与流出腔体的气体质量是相等的, 此时将有一部分气体在腔体内发生循环流动, 它不断与主流进行热量和质量交换, 使气体与盘面的换热加强。此外, 还是由于粘性的作用, 静子壁面的气体不会发生旋转, 而且也抵抗着腔内气体的旋转, 使腔体内气体的平均转动角速度远小于转盘的转动角速度, 旋转盘面上的速度和温度边界层减薄, 加大了转盘表面的换热能力。随着转速的不断加大, 转盘表面的对流换热系数将会有很大的提高。

图4 ($G = 0.459$, $G_s = 0.099$, $Re = 6.5 \times 10^5$) 为流量系数 C_w 对旋转盘面平均努赛尔特数 Nu 的影响。随 C_w 的提高, Nu 不断增大, 在其它工况下亦得到了类似的结果。

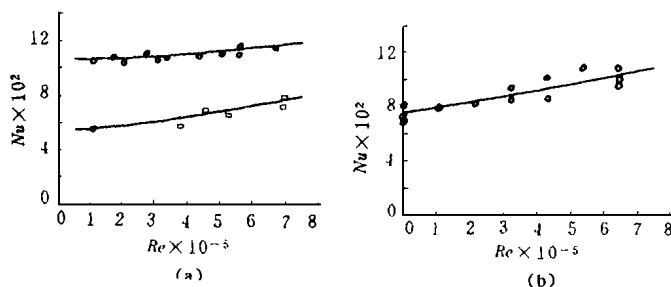


图3 Re 对 Nu 的影响

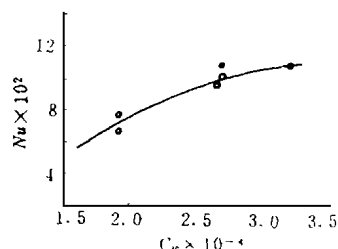


图4 C_w 对 Nu 的影响

冷气从中心进入腔体冲击旋转盘表面, 然后径向流出。冷气量的增加, 腔体内沿径向上的主流速度加大, 使速度和温度边界层变薄, 换热增强。由图3可以看出, Re 的提高会增强旋转盘表面的换热, 在旋转雷诺数 Re 较大的情况下, 不同 C_w 对转盘表面的平均 Nu 的影响随着 Re 的加大其差别逐渐减小, 这与 Owen^[1] 的研究结果比较吻合。他们指出: 当旋转雷诺

数 Re 较大时, 随着 Re 的增大, 不同 C_w 对盘面 Nu 的影响将趋于一致。

图 5 ($Re = 7.3 \times 10^5$, $C_w = 2.7 \times 10^4$, $G_s = 0.022$) 示出了转盘与静壁的间隙比 G ($G = S_1/R$) 对盘面平均 Nu 的影响。当 G 较小时, 随着间隙比 G 的减小, Nu 有较为明显的增大; 而在 G 较大时, Nu 基本上不随它变化。 G 减小, 腔体内气体流通面积亦随之减小, 冷气流速增大; 当 G 小到一定程度时, 静壁与转盘的附面层将会发生相互作用; 如再进一步减小 G 会在垂直于主流方向上形成库塔流动, 这些因素将会强化转盘表面的换热能力。

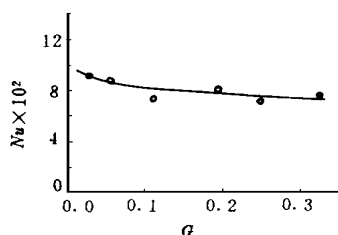


图 5 G 对 Nu 的影响

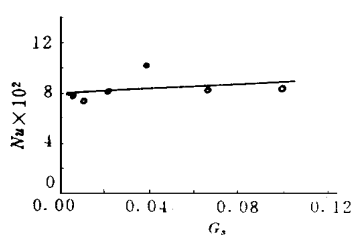


图 6 G_s 对 Nu 的影响

出气间隙比 G_s ($G_s = S_2/R$) 对旋转盘面 Nu 的影响比较小, 如图 6 ($G = 0.324$, $C_w = 2.7 \times 10^4$, $Re = 5.9 \times 10^5$) 所示。

根据实验数据对 (6) 式进行了回归分析, 在本实验范围内, 冷气入口温度 T_c 变化很小, Pr 、 λ_c/λ_m 基本不变, Z/R 为常数。对 126 个实验点回归的旋转盘面 Nu 的经验关系式为:

$$Nu = 0.1833 Re^{0.043} C_w^{0.815} G^{-0.026} G_s^{-0.096} (2qR/\lambda_m T_c)^{0.083} \quad (8)$$

与实验数据相比, 绝大多数实验点落在 $\pm 20\%$ 的误差范围内。

5 结 论

对中心进气的旋转盘冷却系统, 随着旋转雷诺数 Re 的增加, 转盘表面的平均努赛尔特数 Nu 不断加大, 在旋转雷诺数较大时这种效果比较明显。流量系数 C_w 的增大会提高旋转盘面的换热能力, 在本实验范围内, 它对平均努赛尔特数的影响较大。如转盘与静壁的间隙比 G 较大, 盘面的平均努赛尔特数基本上不随 G 变化, 只有当 G 较小时, 随着 G 的减小, 盘面的平均努赛尔特数才有明显增加。在本实验研究中, 出气间隙比 G_s 对平均努赛尔特数没有明显的影响。中心进气的旋转盘表面的对流换热系数可通过 (8) 式计算。

参 考 文 献

- Owen J M, Haynes C M, Bayley F J. Heat Transfer from an Air-Cooled Rotating Disk. Proc. Roy. Soc., London, 1974. A 336
- Kapinos V M. Heat Transfer from a Disk Rotating in a Housing with Radial Flows of Coolant. J. Eng. Phys. 1965, 8, 35
- Owen J M. The Reynolds Analogy Applied to Flow between a Rotating and a Stationary Disk. Int. J. Heat and Mass Transfer, 14: 451-460
- 曹玉璋, 苗亚兰. 涡轮盘传热—传质模拟实验研究的探讨. 中国航空学会第七届燃烧与传热讨论会, 1990
- 邱绪光著. 实用相似理论. 北京航空航天大学出版社, 1990

(责任编辑 杨再荣)