

具有中心进气外缘加热旋转盘的 的局部换热特性研究

北京航空航天大学 徐国强* * 丁水汀 邱绪光 曹玉璋

【摘要】 实际的中心进气的气冷涡轮盘结构被简化成中心进气外缘加热的旋转盘模型, 以实验的方法研究了转速、冷气流量、盘面与静子的间隙和出气间隙对转盘表面局部换热特性的影响。转盘有效实验直径为 360 mm, 最大转速为 3600 r/min。实验结果表明: 盘面的局部热流密度和对流换热系数呈“U”型分布; 冷气流量加大, 盘面的换热系数提高; 增加转速, 盘面外缘的换热加强; 盘面与静子的间隙和出气间隙对盘面的换热影响较小。

主题词: 旋转 冷却 对流换热

分类号: V232.3 TK124

本文主要研究文献[1]中图 1 所示旋转盘(半径 180 mm, 厚 35 mm)的盘面局部换热特性。实验装置及方法见文献[1]。

1 实验结果及讨论

实验利用热电偶分别测出了不同实验工况下旋转盘加热边和冷却边的温度分布, 作为第一类边界条件, 另一面绝热, 用数值计算的方法求解热传导方程得出盘内温度分布, 进而求得盘面的局部热流密度 q_r 和对流换热系数 α 。 α 按下式计算 $\alpha = q_r / (t_{wr} - t_c)$, $q_r = -\lambda_m (\partial t / \partial z) |_{z=35}$, 局部努赛尔特数 $Nu_r = (\alpha R / \lambda)$ 。其中 λ_m 、 λ 分别为转盘和冷气的导热系数; t_{wr} 为盘面的局部温度; t_c 为冷气的进口温度。准则 Nu_r 数中的定性温度为 t_c 。

在计算时取 1125 个节点, 计算结果表明: 加热量和放热量基本相等, 绝热边的放热量在加热量的 1% 以下, 盘子总的热量是平衡的。图 1 就是利用上述方法算出的盘内温度分布情况, 实验工况为: 旋转雷诺数 $Re = (\omega R^2) / \nu = 4.8 \times 10^5$; 流量系数 $C_w = \dot{m} / \mu R = 2.7 \times 10^4$; 盘面与静壁的间隙比 $G = S_1 / R = 0.324$ 和出气间隙比 $G_s = S_2 / R = 0.039$ 。其中 ω 为转盘的旋转角速度; μ 和 ν 为冷气的动力和运动粘度; $\dot{m}$ 为冷气的质量流量, R 为转盘的半径。从图中可以看出, 绝热边($z = 0$)的等温线基本上与壁面垂直; 越靠近加热边等温线越密, 这与实验模型是一致的。

图 2 是 $C_w = 2.4 \times 10^4$ 、 $G = 0.324$ 和 $G_s = 0.006$ 时的不同 Re 情况下的转盘表面温度分布; 图 3 为 $Re = 65000$ 、 $G = 0.459$ 和 $G_s = 0.099$ 时流量系数 C_w 对盘面温度分布的影响。随着径向坐标 r 的增加, 盘面温度不断提高, 以外缘温度为最高, 而中心温度为最低。可见这种冷却方式尽管其结构比较简单, 但不是最合理的。热由转盘的边缘进入, 转盘外缘离加热边最近, 盘子温度最高, 而冷气冲击转盘中心之后才流过边缘, 不能充分利用冲击冷却的优势, 造成盘内沿径

向温差较大。以本实验结果推理,合理的进气位置应是在转盘的外缘,以充分利用强有力的冲击冷却,集中冷却温度较高的盘面,使转盘边缘温度降低,盘内径向温差可望有很大程度地减小,对降低盘内的热应力将有很大的好处。

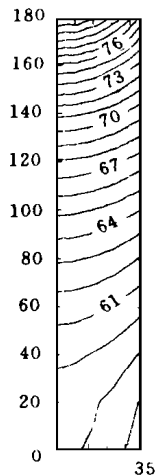


图 1 盘内温度分布

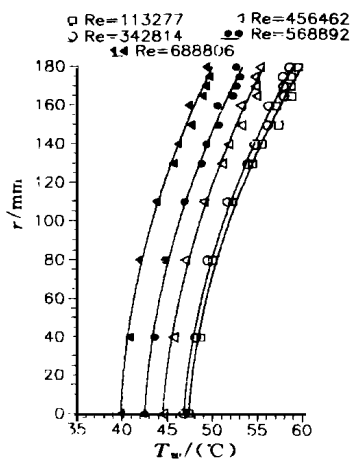


图 2 不同 Re 时盘温度分布

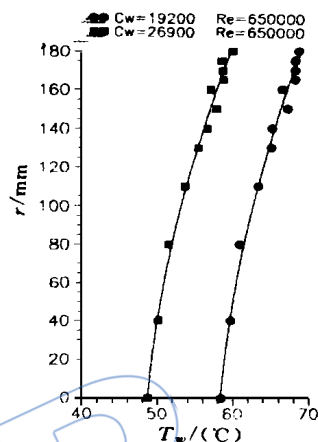


图 3 不同 C_w 时盘面温度分布

在整理实验数据时,按 $t(r) = \sum_{i=0}^n a_i \left(\frac{r}{R}\right)^i$ 来拟合由热电偶测出的冷却边和加热边的温度分布,作为第一类边界条件。当 $i \geq 2$ 后,拟合结果对盘面的热流和对流换热系数的分布已无明显影响。因此,本实验中所有盘面温度分布均按 $t(r) = a_0 + a_1(r/R) + a_2(r/R)^2$ 处理。图 2 和图 3 中的实线就是按上式拟合的。从图中可以看出, Re 的提高和 C_w 的增大均会使盘面的整体温度降低,但温度分布情况无太大变化。

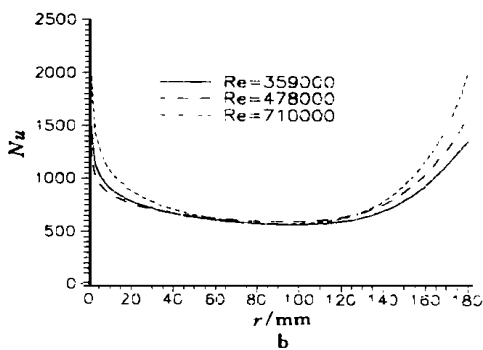
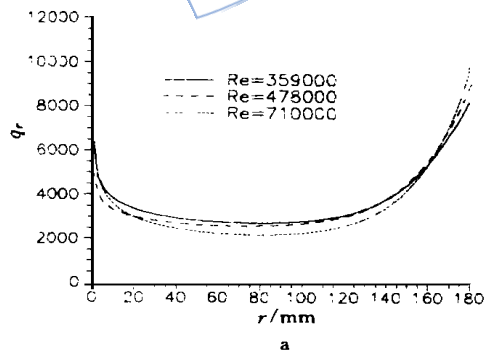
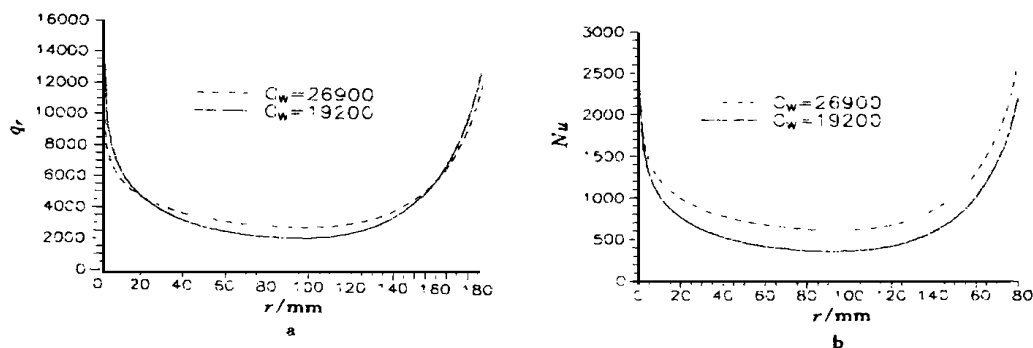


图 4 不同 Re 时的盘面热流 q_r 、 Nu_r 分布

图 4 是在 $C_w = 2.75 \times 10^4$ 、 $G = 0.324$ 、 $G_s = 0.039$ 的工况下不同 Re 时的盘面热流密度 q_r 和局部努赛尔特数 Nu_r 的分布,图 5 示出了在 $Re = 6.5 \times 10^5$ 、 $G = 0.459$ 、 $G_s = 0.099$ 时 C_w 对 q_r 和 Nu_r 的影响。它们均呈“U”型分布,在转盘中心 q_r 和 Nu_r 比较大,随着径向坐标 r 的增加, q_r 和 Nu_r 迅速减小,而到转盘边缘部分又迅速提高。

图 5 不同 C_w 时的盘面热流 q_r 、 Nu_r 分布

通常情况下, 对流换热实验中常取恒热流或恒壁温的热边界条件, 其换热机理比较简单, 对现象易于做物理解释。而在本模型实验中, 转盘的外缘径向加热, 盘子的两个侧面分别被冷却和绝热, 它既非等热流亦非等壁温。此外, 盘面不仅受到气流的冲击冷却, 而且有旋转运动, 因此, 盘面的换热将由三个主要因素决定: 冲击、旋转和冷却结构。

在转盘的中心附近, 半径较小, 离加热边较远, 旋转等因素引起的换热变化相对较小, 盘面的换热主要由冲击冷却决定, 冲击点换热最强, q_r 和 Nu_r 都较大。偏离冲击点之后, 气流折转流向四周, 冲击冷却作用下降, 这时气流与盘面的换热具有强迫对流换热的特点。沿着气流的主流方向, 流通面积加大, 冷气密流减小, 盘面的对流换热亦随之减弱, Nu_r 和 q_r 不断下降。

约在半径为 120 mm (0.7R) 以外, 盘面的换热又随半径的增大而增强。一方面由于半径较大转盘切线速度较大所致, 如图 4a 所示。另一方面是由冷却结构本身所决定的。因为气流的出口是在盘侧 (文献[1]中), 当腔内的气体流到出口附近, 靠近静子大部分沿径向流动的气体必须折转冲向盘面后再流过出口, 此外出口间隙相对于盘腔间隙小得多, 在出流过程中, 气流必定要产生收缩, 使盘外缘附近气体的流速增大, 强化了此区域的换热。约在 0.2R~0.7R (即 30~120 mm) 之间, Nu_r 和 q_r 变化较小, 这是由于冲击冷却作用随半径增大而减小, 旋转等因素的影响随半径增加而增强, 共同作用的结果使这一区域的换热变化不大。

转盘的旋转是可以加强其表面换热的。图 4b 表明, 在相同的实验工况下, 随 Re 的提高, 在 $r < 0.7R$ 的区域内盘面 Nu_r 变化不大, 在 $r > 0.7R$ 以后则不断提高, 而且随着径标的增加其提高的幅度不断加强。因此, 盘面的平均努赛尔特数 Nu 将随 Re 的增加而提高, 如文献[1]所述。转盘转速提高以后, 其泵效应不断加强, 盘面附近的气体在离心力的作用下不断被向外抽走。在相同转速时径向坐标越大, 或在相同的径向坐标时转盘的转速提高, 气体所受的离心力越大。但在定常情况下, 流入与流出腔体的气体质量相等, 则必有一部分气体在腔体内发生循环流动, 主流沿径向不断向盘面附近补充气体, 有可能在腔内形成一个或多个旋涡。

图 6 是静止壁面上静压的分布, 它们呈多峰分布, 定性地反映了腔内气体的流动情况。实验条件为: $C_w = 5.25 \times 10^4$ 、 $G_s = 0.024$ 。值得注意的是: 静止壁面上的静压分布并非人们想象的那样随着 Re 的增大而减小, 而是随着 Re 的增大而上升。文献[2]在对其它出气方式的研究中也曾观测到这一现象, 并称之为“压力逆增”(Pressure Inversion), 他们的研究结果指出: 该现象在流量系数 C_w 较低 ($C_w < 5940$) 时不会出现, 但随 C_w 的提高出现这一现象的趋势明显增

大。由于他们的实验范围较窄 ($C_w < 11900$), 并未观测到本文所提模型出气方式情况下的“压力递增”现象。由图 6 可以看出, 在其它条件不变时, 间隙比 G 的减小, 静止壁面上静压的分布沿径向相差越来越大, 有关压力的这些现象将在另外的文章中讨论。

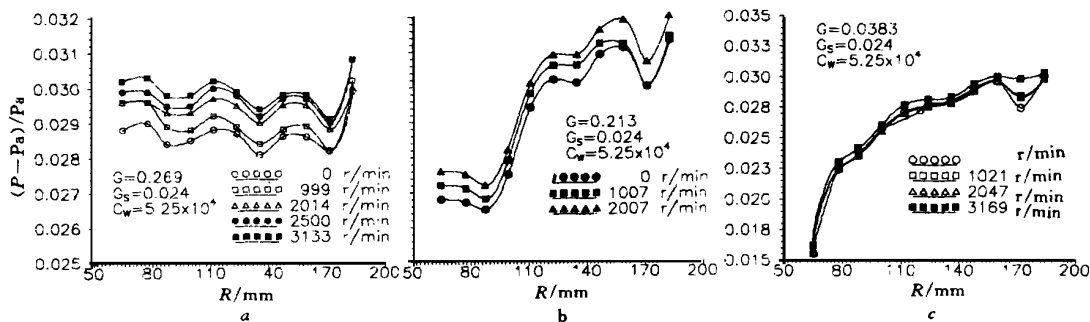


图 6 静止型面上的静压分布

腔内的气与盘面的换热除冲击点以外具有强迫对流换热的特点, C_w 提高以后, 也就是空气密流加大, 单位面积上的过流能力增强, 对流换热得到强化, 局部 Nu_r 提高, 如图 5 所示。但它的分布形式没有发生变化。此外从图 4a 和图 5a 中还可以看出: 随着 Re 或 C_w 的提高, 热流密度曲线的中部是减小的, 而在盘的边缘则增大。这是因为在相同的实验工况下, 加给转盘的热量是一定值, 转速的提高或流量的增大, 盘边缘的换热都将增强, 放热量增大, 盘中部得到和向外放出的热量就相对减少, 使得转盘中部热流密度随 Re 或 C_w 的提高而减小。

在本实验范围内, 盘与静壁的间隙 S_1 和出气间隙 S_2 对盘面的换热没有特别明显的影响。

2 结 论

(1) 对中心进气外缘加热的旋转盘其盘面温度按 $T(r) = a_0 + a_1(r/R) + a_2(r/R)^2$ 变化, 以中心温度为最低, 边缘温度为最高。旋转雷诺数 Re 及流量系数 C_w 的提高, 盘面整体温度降低, 但分布规律没有变化。这种冷却方式使及盘内沿径向温差较大, 对减小涡轮盘的热应力非常不利。(2) 盘面局部努赛尔特数 Nu_r 和热流密度 q_r 分布呈“U”型分布, 在盘心及边缘区域内较大, 在两区域之间较小。这是由于中心区域的换热主要是冲击冷却; 边缘区域则是由于转盘切向速度较大及出气结构的影响所致。(3) C_w 增大, 即冷气密流增大, 盘面的 q_r 和 Nu_r 均有提高, 但分布形式没有变化。(4) Re 提高, 盘面的 Nu_r 在 $0.7R$ 以内未见明显变化, 在 $0.7R$ 以外则随半径增大有明显增大。(5) 间隙比 $G (= S_1/R)$ 和出气间隙比 $G_s (= S_2/R)$ 在本实验研究中对盘面的换热没有特别明显的影响。(6) 在本实验研究中, 静止壁面上的静压出现随转速提高而增大的“压力递增”现象。

参 考 文 献

- 徐国强, 曹玉璋, 邱绪光. 具有中心进气旋转盘的平均换热特性研究. 航空动力学报, 1994, (1)
- Phadke U P, Owen J M. An Investigation of Ingress for an "Air-Cooled" Shrouded Rotating Disk System with Radial-Clearance Seals. ASME Paper. No. 82- GT- 145

(责任编辑 杨再荣)

flowed through five holes on the plate into the chordwise wedged passage with three pin– fin rows and exhausted to the atmosphere. The experimental results of the pressure distribution, the flow resistance under heating and without heating, and the distribution of the local heat transfer coefficient in the cooling passages of a gas turbine blade are presented. Therefrom an empiric formula is obtained.

Key words Blades Cooling Flow resistance Thermal– convection coefficient

AN INVESTIGATION ON LOCAL HEAT TRANSFER PERFORMANCE FOR RIM HEATED ROTATING DISK WITH CENTRAL AIR INFLOW

Xu Guoqiang, Ding Shuiting, Qiu Xuguang, Cao yuzhang
(4th Dept. Beijing University of Aeronautics and Astronautics 100083)

ABSTRACT An actual Gas– Turbine disk was simplified to a rim heated rotating disk with central air inflow. The effects of rotational Reynolds number, Re , Mass flow coefficient C_w , gap ratio G and shrouded clearance ratio G_s upon local heat transfer were experimentally studied. The disk diameter was 360mm and the maximum rotational speed was 3600 r/min. It was found that the distribution of the local heat flux on the disk surface was U – Shaped. The heat transfer could be enhanced by increasing mass flow coefficient and rotational Reynolds number. The effects of gap ratio and shrouded clearance ratio were small.

Key words Discs Cooling Convective heat transfer

A METHOD FOR CALCULATION OF CONTACT HEAT RESISTANCE BETWEEN TWO CONTACTING SURFACES

Gu Weilan

(2nd Dept. Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016)

ABSTRACT A method is provided for calculation of contact heat resistance between two contacting surfaces. The contact heat conductance was derived for a single contact spot of a simplified disk contact model. The distribution function of contact spots can be solved by using the method of counting functionals. As a result, an empiric formula of the contact heat resistance with the fluctuations of extruding stress is derived.

Key words Thermal contact resistance Bearing stress Computational methods

A PSEUDOTHERMAL-LOAD ANALYTICAL METHOD FOR CONTROLLING CRACK GROWTH IN AN INTELLIGENT COMPOSITE COMPONENT

Du Yanliang and Nie Jingxu

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

ABSTRACT A new method to analyze the stress fields of the intelligent composite components, namely the pseudothermal-load method, is proposed for active control of crack growth according to their structural characteristics. This method has been applied to computing and analyzing several intelligent composite components. The results are in good agreement with experimental data. So this is the theoretical basis for research and application of the intelligent composite material with the aim of the crack growth active control.