

# 具有离散出气孔的旋转盘冷却效果的实验

罗翔, 徐国强, 陶智, 冼汀

(北京航空航天大学能源与动力工程学院 航空发动机气动热力重点实验室, 北京 100083)

**摘 要:** 为了获得中心进气的冷气对具有离散出气孔的旋转盘的冷却效果, 分别采用热色液晶和热电偶来测量转盘表面温度分布。影响冷却效果的主要因素是旋转雷诺数和冷气流量系数, 分析了其对无量纲过余表面平均温度和无量纲径向表面温差的影响。随着旋转雷诺数和进气流量系数增加, 转盘无量纲过余表面平均温度和无量纲径向表面温差全都下降。转盘上的通孔有利于对转盘的冷却, 并且转盘通孔的尺寸越大, 冷气对转盘的冷却效果越好。

**关 键 词:** 航空、航天推进系统; 燃气轮机; 涡轮转子; 涡轮静子; 温度分布

中图分类号: V231.1

文献标识码: A

## Cooling effectiveness of a rotating disk with discrete receiver holes

LUO Xiang, XU Guo-qiang, TAO Zhi, DING Shu-ting

(National Key Lab of Aero-engines, School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

**Abstract:** Modern gas turbine blades are cooled using air bled from the compressor. In a rotor-stator system, the cooling air enters at the center of the stator and flows radially outward, then leaves through the discrete receiver holes in the rotor and the clearance between the rotor and the shroud. The temperature distribution was measured by Thermal Liquid Crystal (TLC) and thermocouples on the rotor surface to acquire the cooling effectiveness. The influence of rotating speed and cooling mass flow rate on cooling effectiveness were analyzed. The dimensionless average temperature and dimensionless temperature difference of rotor surface decrease with both of the dimensionless mass flow rate and rotational Reynolds number are increased. The existence of receiver holes is of advantage to cooling rotor. The experiments show that the bigger the size of receiver holes is, the higher of cooling effectiveness will be.

**Key words:** aerospace propulsion system; gas turbines; rotors; stators; temperature distribution

大多数现代航空发动机中, 用于冷却涡轮叶片的冷气先对涡轮盘进行冷却, 然后经涡轮盘外缘的榫槽再进入叶片内冷通道。同时, 还有一部分冷气从篦齿封严装置中泄漏到主燃气通道中, 因此, 这就形成了一股进流两股出流的流动结构。

目前对旋转盘的换热研究主要集中在获得转

盘表面的换热系数, 由于加热方式与实际发动机结构不一致, 并不能获得对有效冷却效果的评价, 如 Lock<sup>[1]</sup>, Newton<sup>[2]</sup>, Gillespie<sup>[3]</sup> 等人的工作。国内的徐国强<sup>[4]</sup>建立了涡轮盘冷却的评价体系, 并对一个旋转盘进行了实验。本文的工作与徐国强的不同之处在于本实验的旋转盘上有离散的出

收稿日期: 2005-09-13; 修订日期: 2006-05-23

作者简介: 罗翔(1973-), 男, 四川成都人, 北京航空航天大学能源与动力工程学院博士后, 博士, 主要从事航空发动机旋转部件的流动和换热研究。

气孔,如图1所示,该结构更接近实际的涡轮盘的结构。本文对这种具有离散的旋转盘结构进行了冷却效果的实验,其结果将为实际的发动机的设计提供一定的依据。

## 1 实验系统简介

图1为转静系下旋转盘的实验模型。冷气  $\dot{m}_0$  由静止圆盘的中心进气管道流入,流经盘腔后,分为两股,一股冷气  $\dot{m}_d$  从罩与转盘的间隙流出,另一股冷气  $\dot{m}_b$  从转盘外缘的叶片冷却孔流出。两个出口均与外界大气相连。

转盘是一个由低碳钢加工的厚 30 mm 直径  $\phi 440$  mm 的圆盘。本实验用电加热来模拟实际发动机涡轮叶片传导到涡轮盘上的热量。在旋转盘的背面边缘处开一环形沟槽,埋有加热用的电阻丝和测温用的热电偶。电阻丝外套有瓷管以防短路,用  $\lambda = \text{W/m} \cdot \text{K}$  的耐火水泥将整个沟槽填满。为了模拟冷却气流从叶片根部流入叶片内部冷却通道,在转盘半径为  $\phi 390$  mm 处沿圆周均匀开设了 60 个  $\phi 6$  mm 的通孔,通孔后布置有一环形集气腔。进入通孔的空气经集气腔后,再从外缘 64 个  $\phi 6$  mm 的通孔直接排入大气。

在转盘迎风面不同半径位置处布置了 26 对  $\phi 0.3$  mm NiCr-NiSi 热电偶,实际处理数据时有些测点由于损坏而剔除。在转静盘腔的进出口和转盘上通孔的进出口处,也分别布置了 4 对热电偶,用于测量进出口气体温度的变化。所有的旋转温度信号由旋转遥测仪来采集。

静盘与转盘的间隙 50 mm,罩与转盘的间隙为 3 mm,用于模拟动静密封的封严。在静盘进气处和静盘与罩的间隙处布置热电偶,用来测量冷气进口和出口处的温度。

除了用热电偶来测量转盘表面的温度外,还使用了热色液晶来测温。该液晶材料为英国 Hallcrest 公司生产的,型号为 BM/R60C20W/S40,其温度响应范围为  $60^\circ\text{C} \sim 90^\circ\text{C}$  之间。随着温度的升高,液晶颜色从红色开始,逐渐变为绿色,蓝色。当超出它的温度范围后,其变为无色。实验时,先将转盘表面清理干净,在表面喷涂一层黑色油漆做底色,然后将液晶原料直接喷涂在表面。由于实验表面面积比较大,为了节省液晶原料,只喷涂了一个扇形面积。

对本实验中两股流出  $\dot{m}_d$  和  $\dot{m}_b$  的流量测量,可参见文献[5]。

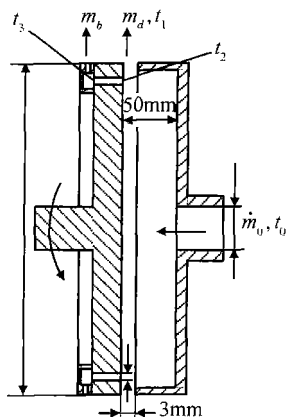


图1 转静盘结构示意图

Fig. 1 Schematic of the rotor stator system

## 2 实验数据处理方法

由于转盘上有 60 个出气孔,导致了其温度场不是轴对称的,并且在实验中只能获得盘冷却表面的温度分布,因此在本实验中,总体温度水平用盘冷却面平均温度  $t_{av,s}$  与冷气温度  $t_0$  之差反映,即转盘的过余表面平均温度,而不是用文献[4]中提到的过余体平均温度。同样,径向温差  $t_{2,s} - t_{1,s}$  用外缘表面温度  $t_{2,s}$  和中心表面温度  $t_{1,s}$  之差来反映。

由于  $q_r R / \lambda_0$  ( $q_r$  为转盘边缘的加热量,  $R$  为转盘的半径,  $\lambda_0$  为转盘的导热系数) 具有温度的量纲,是一个物理温差,反映了加热强度的大小。因此可以用其度量转盘的表面温度水平  $t_{av,s}$  和径向温差  $t_{2,s} - t_{1,s}$ , 得到转盘的无量纲过余表面平均温度  $\bar{\theta}_{av,s}$  和无量纲表面径向温差  $\Delta\theta_s$ 。

$$\bar{\theta}_{av,s} = \frac{t_{av,s} - t_0}{q_r R / \lambda_0} \quad (1)$$

$$\text{其中, } t_{av,s} = \frac{1}{\pi R^2} \int_0^R 2\pi r t dr$$

$$\Delta\theta_s = \frac{t_{2,s} - t_{1,s}}{q_r R / \lambda_0} \quad (2)$$

其中,  $t_{1,s}$  在  $r = 0$  处,  $t_{2,s}$  在  $r = R$  处。

定义涡轮盘的盘面冷却效率:

$$\varphi = \frac{t_{max} - t_{av,s}}{t_{max} - t_0} \quad (3)$$

其中  $t_{max}$  为转盘上的最高温度。

由上面的讨论知道  $q_r R / \lambda_0$  反映了转盘因加热所获得的最大可能温差,可以选取  $t_{max} = q_r R / \lambda_0 + t_0$  来代表研究对象中的最高温度。因此涡轮盘平均冷却效率的定义式可表示为:

$$\varphi = \frac{\left( \frac{q \cdot R}{\lambda_0} + t_0 \right) - t_{av, s}}{\left( \frac{q \cdot R}{\lambda_0} + t_0 \right) - t_0} = \frac{\frac{q \cdot R}{\lambda_0} (t_{av, s} - t_0)}{\frac{q \cdot R}{\lambda_0}} = 1 - \bar{\theta}_{av, s} \tag{4}$$

由上式可以看出冷却效率越高, 转盘的总体平均温度越低, 因此冷却效率可以直观地反映涡轮盘的冷却程度。

3 实验结果

3.1 转盘表面的温度分布

图 2 是用热色液晶测量的转盘表面的等温线图, 由于液晶显示的范围限制, 只能显示转盘表面的部分温度分布。图 3 是转盘通孔处的局部温度分布图。从这两副图可以看出, 由于通孔的存在, 使转盘表面的温度分布可分为两个部分: 在转盘表面的大部分区域, 等温线是沿圆周对称分布; 而在转盘出气孔附近区域, 温度变化较剧烈并且是非对称的, 通孔的存在只影响较小的区域。

由于转盘表面温度大部分为轴对称, 因此可以在转盘表面任意测量一点的温度即是该点所在半径处其它点的温度值。由于通孔对转盘表面的温度分布影响不大, 因此在计算转盘表面平均温度  $t_{av, s}$  可以忽略通孔的存在。

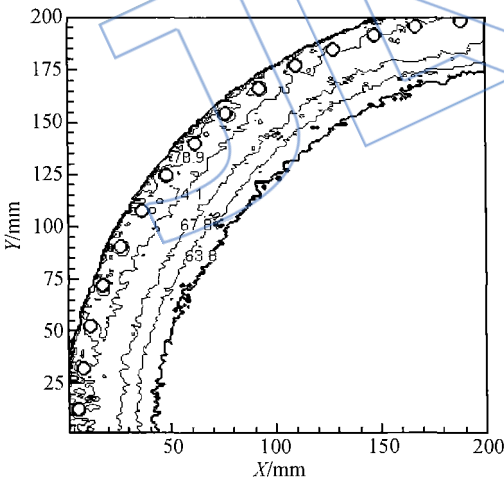


图 2 2000 r/min 时, 转盘表面的等温线分布  
Fig. 2 isotherm distribution at 2000 r/min

图 4 和图 5 为转盘表面温度分布随转速和流量变化的实验结果。可以看出以下特点: (1) 盘面温度呈边缘高中心低的分布趋势。这是由于本实验是从转盘的边缘加热, 因此随着半径的提高, 盘面温度不断提高; (2) 转速增加使盘面温度整体下降, 但半径大的地方温度下降较快, 由于该处的切

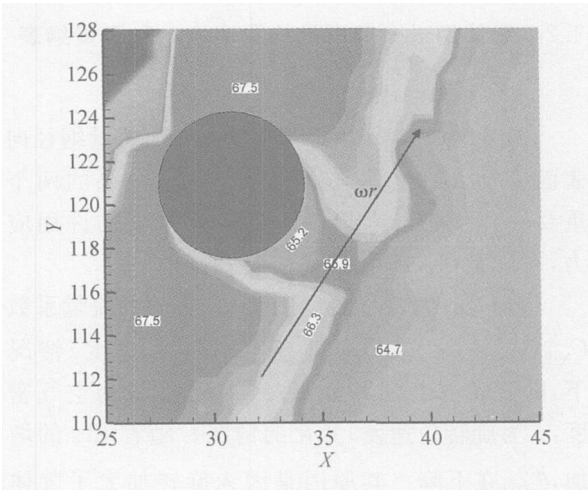


图 3 1000 r/min 时通孔附近的温度分布  
Fig. 3 Contours near blade cooling hole at 1000 r/min

向速度愈大, 对流换热强度增加较大, 而半径小的地方则温度下降较慢; (3) 流量的变化对盘面的温度影响是整体上的。盘中心温度和盘边缘温度变化的幅度是几乎一致。流量增加, 导致了流经盘面流体的速度增加, 换热加强。

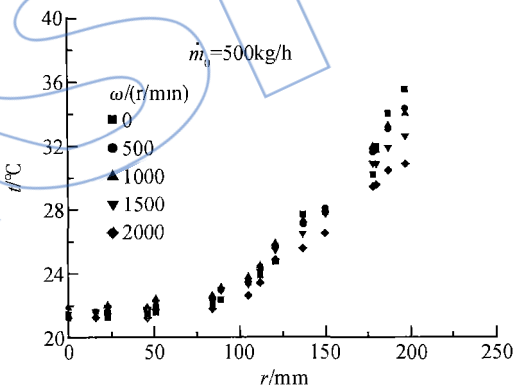


图 4 冷气流量不变, 盘面温度随转速的变化  
Fig. 4 Variation of local temperature with radius for different rotating speed

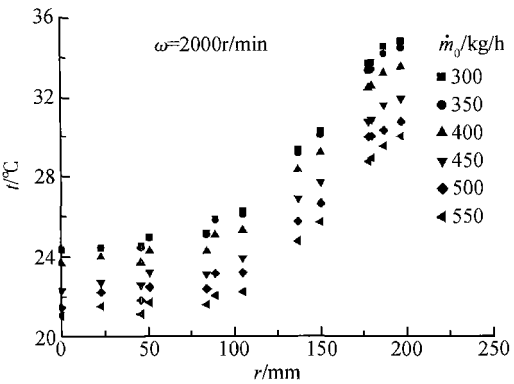


图 5 转速不变, 盘面温度随冷气流量的变化  
Fig. 5 Variation of local temperature with radius for different cooling mass rate

3.2 无量纲过余表面平均温度  $\bar{\theta}_{av,s}$  和无量纲表面径向温差  $\Delta\bar{\theta}_s$

无量纲过余表面平均温度  $\bar{\theta}_{av,s}$  和无量纲径向表面温差  $\Delta\bar{\theta}_s$  是评价旋转盘腔冷却效果的两个重要参数。前者直接关系到转盘材料的许用应力,而后者则关系到转盘的热应力大小。

图 6 显示出了转盘的  $\bar{\theta}_{av,s}$  在不同的流量系数  $C_{w,0}$  ( $C_{w,0} = \dot{m}_0/\mu R$ ,  $\mu$  为空气的动力粘度) 情况下,随旋转雷诺数  $Re_\phi$  ( $Re_\phi = \rho\omega R^2/\mu$ ,  $\rho$  为空气密度,  $\omega$  为旋转角速度) 变化的情况。随着  $Re_\phi$  的增加,  $\bar{\theta}_{av,s}$  在下降。其原因是因为旋转加大了气体对盘面的换热, 另外也有盘面通孔流量  $\dot{m}_b$  的影响。随着转速的增加,  $\dot{m}_b$  也增加<sup>[5]</sup>, 因此  $\dot{m}_b$  带走的热量也增大。由于本实验是边缘电阻丝加热, 加热量恒定不变, 热量从边缘向中心部分传导,  $\dot{m}_b$  带走的热量越多, 则传导到中心部分的热量就越少, 因此盘的  $\bar{\theta}_{av,s}$  降低。

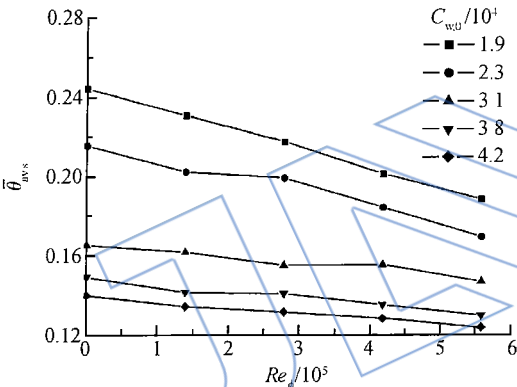


图 6 不同  $C_{w,0}$  情况下,  $\bar{\theta}_{av,s}$  随  $Re_\phi$  的变化  
Fig. 6 Variation of  $\bar{\theta}_{av,s}$  with  $Re_\phi$  for different  $C_{w,0}$

图 7 显示进气流量系数  $C_{w,0}$  对转盘  $\bar{\theta}_{av,s}$  的影响。与  $Re_\phi$  的影响比较,  $C_{w,0}$  对  $\bar{\theta}_{av,s}$  的影响要大的多。而且在不同的转速条件下, 冷却流量的变化对转盘  $\bar{\theta}_{av,s}$  的影响规律基本上是一致的。冷气流量的增加, 使盘面的换热能力得到增强; 另外通过盘面通孔的流量也增加, 带走了更多的热量, 从而使向中心传导的热量减少。这两个因素的共同作用使盘面整体温度降低。

图 8 和图 9 分别显示了  $Re_\phi$  和  $C_{w,0}$  对  $\Delta\bar{\theta}_s$  的影响。从图中可以看出,  $Re_\phi$  和  $C_{w,0}$  的增大都导致了  $\Delta\bar{\theta}_s$  的减小, 其影响的程度远大于文献[4]的实验数据, 即转盘上没有出气孔的情况。原因有两个: 一是有通孔的情况时在转盘内部出现了冷却通道, 相当于换热表面积增大, 另一个是出流孔

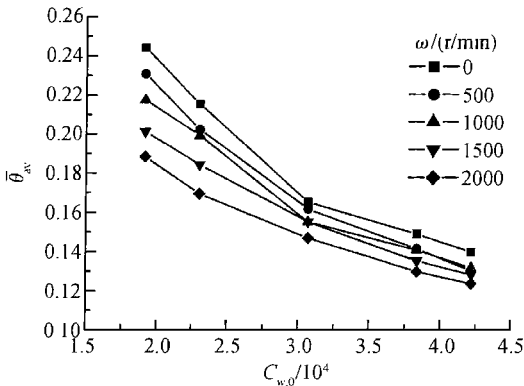


图 7 不同  $Re_\phi$  情况下,  $\bar{\theta}_{av,s}$  随  $C_{w,0}$  的变化  
Fig. 7 Variation of  $\bar{\theta}_{av,s}$  with  $C_{w,0}$  for different  $Re_\phi$

的存在使腔内的流动发生了变化。转速增加时, 转盘边缘切向速度加大, 换热加强, 另外通孔的流量  $\dot{m}_b$  增加使其带走的热量增大。这些因素使得边缘温度下降得较快, 从而使  $\Delta\bar{\theta}_s$  减小。因此, 从以上结果分析可知, 在旋转盘上开有出气孔是更有利于对转盘的冷却。

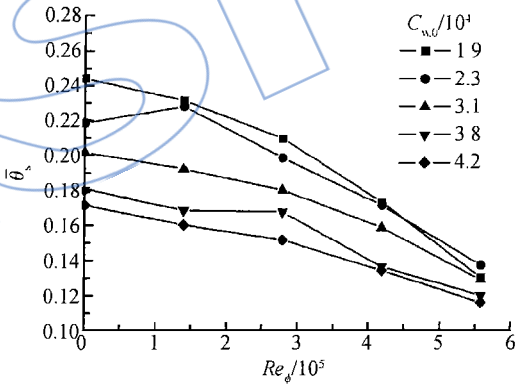


图 8 不同  $C_{w,0}$  情况下,  $\Delta\bar{\theta}_s$  随  $Re_\phi$  的变化  
Fig. 8 Variation of  $\Delta\bar{\theta}_s$  with  $Re_\phi$  for different  $C_{w,0}$

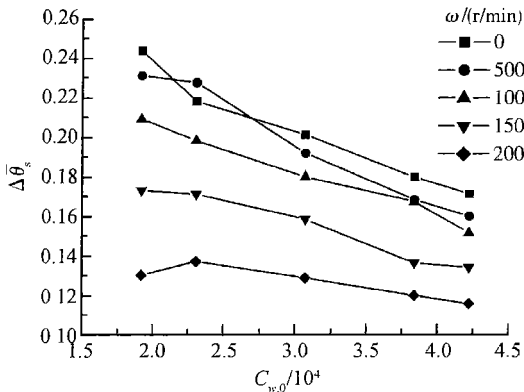


图 9 不同  $Re_\phi$  情况下,  $\Delta\bar{\theta}_s$  随  $C_{w,0}$  的变化  
Fig. 9 Variation of  $\Delta\bar{\theta}_s$  with  $C_{w,0}$  for different  $Re_\phi$

图 10 显示了转盘表面通孔分别为 60 和 30 个孔的情况下, 转盘的  $\bar{\theta}_{av,s}$  随  $Re_\phi$  变化的情况。可以看出, 盘面通孔为 30 个孔情况下的值略大于对应条件下的 60 个孔的值。这主要是转盘通孔的出口面积相对减少, 导致流量减少, 支流带走的热量减少, 则从边缘传递到中心的热量增加, 使盘面的  $\bar{\theta}_{av,s}$  上升。

图 11 显示在不同盘面出气孔条件下,  $Re_\phi$  对转盘  $\Delta\bar{\theta}_s$  的影响。同样, 通孔为 30 个情况下的  $\Delta\bar{\theta}_s$  略大于对应条件下的 60 个孔下的值。这主

要也是盘面出气孔流量  $\dot{m}_b$  减少的影响。

4 结 论

针对具有离散出气孔的旋转盘, 采用热色液晶和热电偶对其表面温度分布进行测量, 分析了各种条件对冷却效果的影响, 得到以下结论:

(1) 除通孔附近区域外, 转盘表面的温度分布为对称的。

(2) 相同冷却流量下, 转速的变化对边缘处的温度影响较大, 对中心处的温度影响较小。相同转速下, 无论是边缘处还是中心处, 流量的变化对转盘表面的温度影响的幅度是一致的。

(3) 随着旋转雷诺数和进气流量系数增加, 转盘无量纲过余表面平均温度和无量纲径向表面温差是下降的。并且下降程度大于转盘上没有出气孔的情况。转盘上开有通孔有利于对转盘的冷却。

(4) 相同冷气流量和转速条件下, 转盘通孔的面积越大, 对转盘的冷却效果越好。

参考文献:

[1] Lock G D, Yan Y, Wilson M. Heat transfer measurements using liquid crystal in a pre-swirl rotating disc system[R]. *ASME paper* 2003-GT-38123, 2003.

[2] Newton P J, Yan Y, Stevens N E, et al. Transient heat transfer measurements using thermochromic liquid crystal. Part 1: An improved technique[J]. *Journal of Heat Fluid Flow*, 2003, 24: 14-22.

[3] Gillespie D R H, Wang Z, Ireland P T. Full surface local heat transfer coefficient measurements in a model of an integrally cast impingement cooling geometry[J]. *Journal of turbomachinery*, 1998, 120: 92-99.

[4] 徐国强, 丁水汀, 陶智, 等. 中心进气旋转盘的冷却效果实验研究[J]. *热能动力工程*, 2000, 15(4): 260-263.

Xu guoqiang, Ding Shuiting, Tao Zhi, et al. Experimental study of the cooling effectiveness of a rotating disc with a central cooling air feed [J]. *Journal of engineering for thermal energy and power*, 2000, 15(4): 260-263.

[5] 罗翔. 复杂旋转盘腔内冷气的流动与换热特性研究[D]. 北京: 北京航空航天大学能源与工程学院, 2003.

图 10 不同数量的通孔下,  $\bar{\theta}_{av,s}$  随  $Re_\phi$  的变化

Fig. 10 Variation of  $\bar{\theta}_{av,s}$  with  $Re_\phi$  for different numbers of blade cooling holes

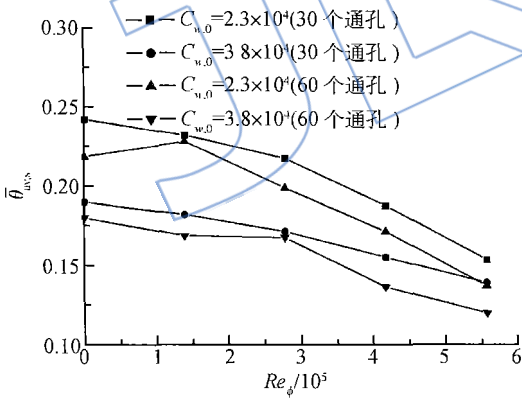


图 11 不同数量的通孔下,  $\Delta\bar{\theta}_s$  随  $Re_\phi$  的变化

Fig. 11 Variation of  $\Delta\bar{\theta}_s$  with  $Re_\phi$  for different numbers of blade cooling holes