

文章编号:1000-8055(2011)06-1334-07

中心进气转静盘腔的冷气流阻特性实验

李夫庆, 罗 翔, 徐国强

(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国家级重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 采用实验的方法, 对两种封严结构的中心进气转静系盘腔冷气流阻特性进行了研究. 实验结果显示: 阻力系数随间隙比和流量系数的增大而减小, 随旋转雷诺数的增大而增大. 在静止时, 间隙比对阻力系数的影响要大于流量系数对它的影响; 在旋转时, 间隙比对阻力系数的影响要小于流量系数和旋转雷诺数对它的影响.

关 键 词: 转静系; 旋转盘腔; 总压损失; 阻力系数; 封严结构

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Experimental study of flow friction characteristics for a rotor-stator system with centre inflow of cooling air

LI Fu-qing, LUO Xiang, XU Guo-qiang

(National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engines Aero-thermodynamics,
School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics,
Beijing 100191, China)

Abstract: The friction characteristics of a rotor-stator system with centre inflow of cooling air for two sealing geometry were experimentally studied. The experimental results show that: the friction coefficient will decline with the increasing ratio of sealing clearance and mass flow coefficient, and increase with the rotating Reynolds number. For the stationary case, the ratio of sealing clearance affects the friction coefficient much obviously than the mass flow coefficient; for the rotating case, the ratio of sealing clearance affects the friction coefficient less obviously than the mass flow coefficient and the rotating Reynolds number.

Key words: rotator-stator system; rotating cavity; total pressure loss; friction coefficient; sealing structure

在航空发动机转静盘腔系统中, 从静盘上提供一定量的冷气, 并在转静间隙间采用封严结构, 对涡轮盘进行冷却和阻止主燃气的入侵. 冷气量过少则无法对涡轮盘进行充分的冷却, 也不能阻止主燃气的入侵; 相反, 冷气量过大会降低发动机的性能^[1]. Phadke 等针对不同封严结构进行实验, 得到了出气间隙, 转盘转速对最小封严冷气流量的影响^[2]. Karabay 等对盖盘结构的流动和换

热进行了研究, 得到了转盘力矩系数和平均努赛尔数随冷气预旋率的变化规律^[3]. Yan 等对内流孔板的排出系数进行了研究, 得到了排出系数随流体流量和进口预旋率的变化规律^[4]. Pilbrow 等使用热流计, Lock, Newton 等人使用热色液晶分别研究了预旋进气流动条件下不同盘腔结构的换热特性, 得到了转盘表面努塞尔数随预旋率、旋转雷诺数及湍流参数的影响^[5-8]. 罗翔等对中心进

收稿日期: 2010-05-24; 修订日期: 2010-09-19

基金项目: 国家自然科学基金(50806004)

作者简介: 李夫庆(1984—), 男, 江苏徐州人, 硕士生, 主要从事旋转盘腔的流动与换热研究.

气转静盘腔的流量分配特性进行了研究,得到了静盘与转盘间隙以及转盘外缘小孔的冷气流量^[9].

以往的研究大多针对最小封严冷气流量,流量分配和盘面的换热,对冷气在转静系盘腔内的流动阻力特性的研究开展得较少,而阻力系数是航空发动机空气系统设计与优化的关键参数.因此,本文对中心进气转静系盘腔内冷气的流动阻力特性进行了实验研究.本研究的特点是高速,转盘最高转速可达到 19 500 r/min,此时旋转雷诺数可达到 4.1×10^6 .

1 实验设备及实验工况

1.1 实验模型

实验是在北京航空航天大学航空发动机气动热力国家级重点实验室的旋转实验台上进行的.实验模型如图 1 所示.

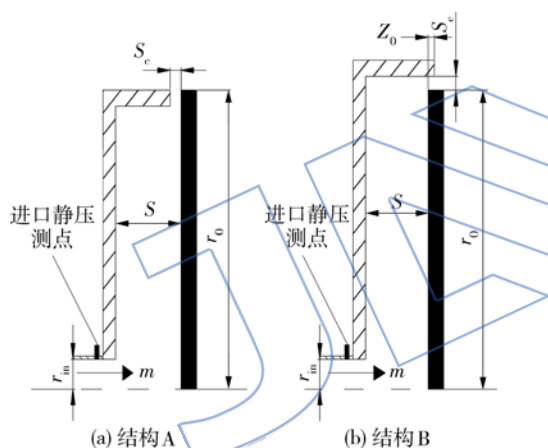


图 1 中心进气转静系实验模型

Fig. 1 Rotor-stator system with centre air flow

对两种封严结构进行了实验研究,结构 A 为轴向封严结构,结构 B 为径向封严结构.转盘是一个由钛合金加工的厚度 $\delta = 10$ mm,半径 $r_0 = 150$ mm 的圆盘.冷气进口半径 $r_m = 15$ mm.通过更换静盘上的罩来改变出气间隙 S_c .结构 A,出气间隙 S_c 分别为 1, 1.5, 2, 2.5, 3 mm;结构 B,出气间隙 S_c 分别为 1, 2, 2.5, 3 mm,搭接长度 $Z_0 = 4.5$ mm.

1.2 传动装置

由于本实验的转速较高,传动方式的选择至关重要.综合考虑安全性、稳定性、可操作性等因素,采用电主轴传动.采用的 160XDS30Y 型电主轴,其额定功率 22 kW,最高转速 30 000 r/min.该

装置包括电主轴本身及其附件:高频变频装置、油雾润滑器、冷却系统、内置编码器等.转盘与轴间采用锥度配合,通过两个相配合的锥面间摩擦力来传递扭矩,在轴伸出端加工有螺纹,通过大螺母将转盘与轴压紧.实验中转盘转动方向是固定的,这样通过转盘与螺母间的摩擦力使螺母越旋越紧,使转盘不至于在高速旋转的过程中脱离或飞出.

1.3 测试系统

本实验的测试系统包括流量测试系统、压力测试系统和转速测试系统.本实验采用笛形管进行流量测量.

压力测量使用的是 24PCD 型压力传感器,大量程为 2100 kPa,灵敏度为 1.57 mV/kPa.进口处冷气总压与静压的关系为

$$p_m^* = p_m + \frac{1}{2} \rho u_m^2 = p_m + \frac{1}{2} \rho \left(\frac{m}{\rho A} \right)^2 \quad (1)$$

其中 u_m 为冷气进口速度, A 为进口处冷气流通面积.只需测量进口静压 p_m 和进口冷气流量 m ,进口处冷气密度 ρ 根据进口静压换算得到.即可计算出进口总压 p_m^* .如图 1 所示,压力测点布置在静盘中心冷气进口处,用以测量进口静压 p_m .

转速测量使用电主轴配备的变频器测量,变频器可以调整电主轴的转速和旋转方向,变频器与内置编码器配合使用,可以保证转速测量误差在 0.05% 以内.

1.4 实验工况

结构 A 的间隙比 $G_c = S_c / r_0$ 分别为 0.0067, 0.01, 0.013, 0.017, 0.02; 结构 B 的间隙比分别为 0.0067, 0.013, 0.017, 0.02. 冷气流量 m 变化分别为 100, 200, 300, 400, 500, 550 kg/h, 对应的流量系数 $C_w = m / (\mu_0 r_0)$ (μ_0 为空气动力黏度) 分别为 10 175, 20 350, 30 525, 40 700, 50 875, 55 963. 在某一间隙、某一流量时,转盘转速变化分别为 0, 5 100, 10 200, 15 000, 19 500 r/min.

2 实验结果分析

由于不同的冷气流量和不同的转盘转速都会对盘腔内压力产生很大影响,因此,为了综合评价转静盘腔级间的流动特性,引入阻力系数 ξ 进行研究.阻力系数表征了系统从进口到出口的总压损失.对于整个转静系统来说,从进口到出口的总压损失可表示为^[10]

$$\Delta p_1^* = p_m^* - p_{out}^* = \xi_1 \times \frac{1}{2} \rho u_m^2 = \frac{1}{2} \rho \xi_1 \left(\frac{m}{\rho A} \right)^2 \quad (2)$$

其中 p_{out}^* 是转静盘腔的出口总压。

转静系统的转盘处于旋转状态,由于离心力的作用,出口冷气总压将会增加,而增加的部分实际是转盘对冷气所做的功.公式(2)就不能反映真正的阻力损失,因此,在计算阻力系数 ξ 时,还应在式(2)总压差的基础上附加由于离心力而引起的增压 Δp_ω , 即

$$\Delta p_2^* = p_{in}^* - (p_{out}^* - \Delta p_\omega) = \frac{1}{2} \rho \xi_2 \left(\frac{m}{\rho A} \right)^2 \quad (3)$$

其中离心增压 Δp_ω 的推导过程如下,由不考虑阻力损失的动量方程

$$\frac{dp}{\rho} + u du = \beta^2 \omega^2 r dr \quad (4)$$

其中 ω 为转盘角速度, β 为气流切向速度和气流当地转盘旋转切向速度的比值 $u/\omega r$, 称为旋流系数,它反映了旋转盘带动其周围气体一起旋转的能力。

得到

$$\int \frac{dp}{\rho} = \beta^2 \omega^2 (r_{out}^2 - r_{in}^2)/2 - (u_{out}^2 - u_{in}^2)/2 \quad (5)$$

r_{in} 和 r_{out} 分别为进出口的半径,对于本文所研究的静盘中心进气模型,可近似认为 $r_{in} = 0, r_{out} = r_0$. 将状态方程 $p = \rho RT$ 代入式(5),得到

$$p_{out} = p_{in} \times \exp \left(\frac{u_{in}^2 - u_{out}^2 + \beta^2 \omega^2 r_0^2}{2RT} \right) \quad (6)$$

在冷气出口速度 u_{out} 与进口速度 u_{in} 相差不大的情况下,离心增压可以表示为

$$\Delta p_\omega = p_{in} \left[\exp \left(\beta^2 \omega^2 \frac{r_0^2}{2RT} \right) - 1 \right] \quad (7)$$

实验中在各种工况下腔内的流动均处于湍流状态,对于转静系旋转盘其旋流系数 β 可以取值为 0.431^[11]. 实验所用压缩空气温度在 16~18 °C, 因此 T 取值 290 K; 由于本实验是无主流燃气实验,所以本文中涉及到的出口压力均近似为大气压力。

2.1 Δp_i^* 随间隙、流量及转速的变化规律

从图 2 中可以看出,对于两种封严结构,进出口总压差 Δp_i^* 随流量的增大而增大. 在流量为 100, 200 kg/h 时,数据测量点较少. 这是因为随着转速的不断提高,该流量不足以对转静系盘腔进行封严,发生了外流“入侵”现象. 转速对 Δp_i^* 的影响对于两种封严结构是不同的,将在图 3 中进行分析。

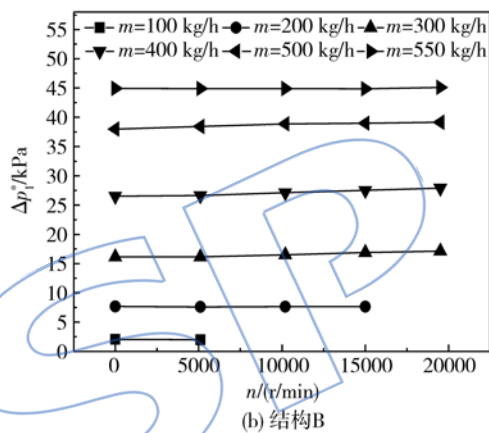
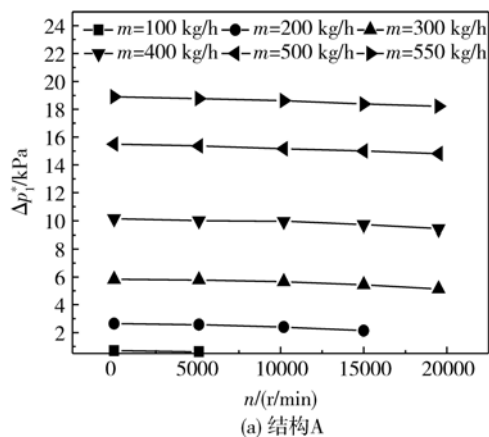


图 2 间隙 2 mm 时进出口总压差 Δp_i^* 随流量、转速的变化

Fig. 2 Variation of Δp_i^* with m and n at $S_c = 2$ mm

从图 3 中可以看出在流量 300 kg/h 时,对于轴向封严结构 A,进出口总压差 Δp_i^* 随间隙的增大而减小,因为随着间隙的增大,流体的流通面积也随之增大,流通面积越大则流体的阻力损失越小; Δp_i^* 随转速的增大而略有减小,并且在间隙较小时随转速的减小幅度要稍大,这是因为在间隙和流量相同的情况下,转速越高则离心力对冷气做功越多,对阻力损失的抵消也就越多. 对于径向封严结构 B,进出口总压差 Δp_i^* 随间隙的增大而减小,随转速的增大而增大. 对于径向封严结构,当冷气流量比较大时,随着转盘转速的提高,盘腔内的压力是不断提高的,这就是所谓的“压力逆增”. 文献[2]认为壁面冲击射流可以解释“压力逆增”现象:在冷气流量较大时,冲击射流形成一个气幕,这个气幕的“刚性”随转速的增高而加强,使得腔体外缘的压力增高. 从图 3 可以看出,对于径向封严结构 B,流量为 300 kg/h 时,腔内压力已经产生“压力逆增”. 两种封严结构对 Δp_i^* 影响的

相同之处,是出气间隙对它的影响,这也是由流通面积对阻力损失的影响特性所造成的。

从图4可以看出,在固定转速时,进出口总压差 Δp_1^* 随间隙的增大而减小,随流量的增大而增大。封严间隙越小,则封严效果越好,对出流的截流效果也就越明显,造成的压力损失也就越大。综

合分析图2,图3和图4,可以看出在相同间隙相同流量相同转速时,径向封严结构B的进出口总压差 Δp_1^* 要明显大于轴向封严结构A的。这是由于在径向封严结构中,冷气出流方向由贴转盘流动突变为垂直于转盘流动,造成出流困难,产生较大压力损失。

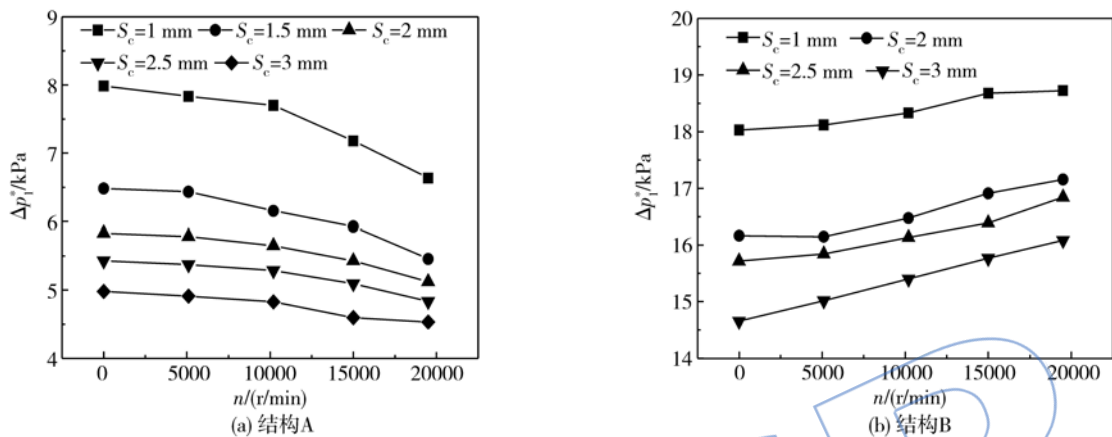


图3 流量 300 kg/h 时进出口总压差 Δp_1^* 随间隙、转速的变化

Fig. 3 Variation of Δp_1^* with S_c and n at $m = 300$ kg/h

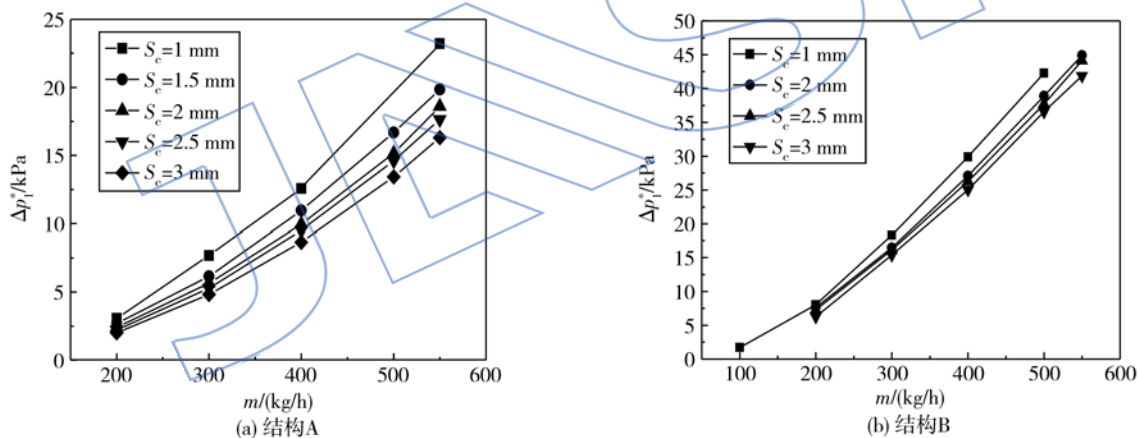


图4 转速 10200 r/min 时进出口总压差 Δp_1^* 随间隙、流量的变化

Fig. 4 Variation of Δp_1^* with S_c and m at $n = 10200$ r/min

2.2 Δp_2^* 随间隙、流量及转速的变化规律

从图5可以看出,进出口总压差 Δp_2^* 随流量和转速的增大而增大。对于中心进气的带罩转静系统,当两盘间隙较大时,在转盘和静盘两个表面附近形成各自独立的边界层。静盘边界层内的流体径向内流,转盘边界层内的流体径向外流。在两边界层之间,会形成一个旋转核心,该旋转核心以 $0 \sim \omega$ 间的某一个角速度 ω_c 旋转^[11-12]。出流流体质点的运动是由旋转运动和沿径向向外运动两部分组成的。旋转核心的角速度 ω_c 随转盘转速的增

大而增大。这样随着转盘转速的增大,出流流体克服旋转运动而造成的压力损失也增大。当流量较大时,在不同流量时,进出口总压差 Δp_2^* 随转速的变化量基本相等。这表明在不同流量下,流体克服旋转而造成的压力损失基本相等。与图2相比,在图5中转盘转速对进出口总压差 Δp_2^* 的影响很明显,这就是由于去除离心力所引起的离心增压的效果。

从图6可以看出,在固定某一流速时,进出口总压差 Δp_2^* 随间隙的增大而减小,随转速的增大而增大。随着转速的增大,不同间隙的进出口总压

差逐渐接近.也就是说,当转速足够高时,转速对进出口总压差 Δp_2^* 的影响起主导作用,要远大于间隙对它的影响.对比图 3(a)和图 6,可以看出

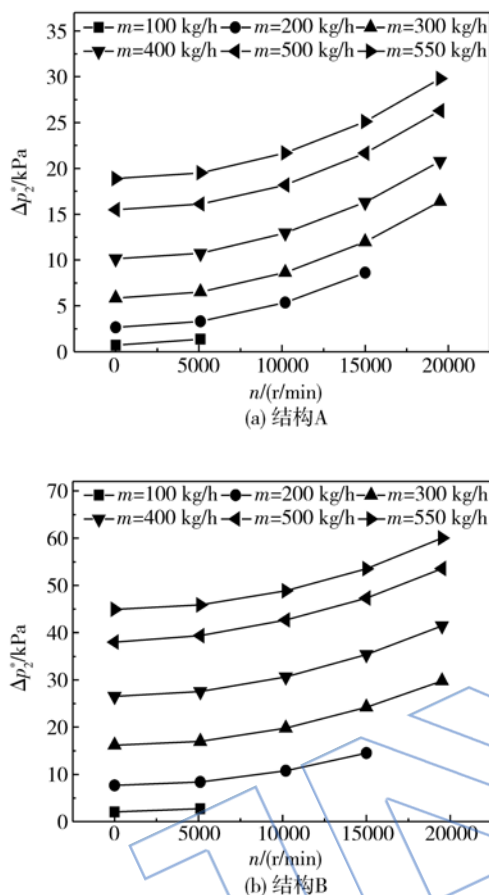


图 5 间隙比 $S_c = 2$ mm 时进出口总压差 Δp_2^* 随流量、转速的变化

Fig. 5 Variation of Δp_2^* with m and n at $S_c = 2$ mm

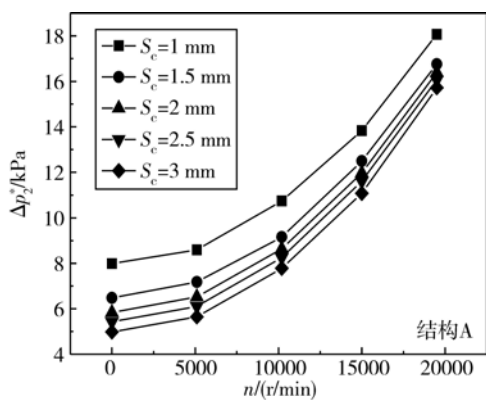


图 6 流量 300 kg/h 时进出口总压差 Δp_2^* 随间隙、转速的变化

Fig. 6 Variation of Δp_2^* with S_c and n at $m = 300$ kg/h

对于轴向封严结构 A,由于离心增压的作用,转速对进出口总压差的影响趋势已经相反.

从图 7 可以看出,在固定某一转速时,进出口总压差 Δp_2^* 随间隙的增大而减小、随流量的增大而增大.随着流量的增大,不同间隙的进出口总压差 Δp_2^* 逐渐发散.也就是说在流量较小时,流量对进出口总压差 Δp_2^* 的影响起主导作用,要大于间隙对它的影响.随着流量的增大,间隙对进出口总压差 Δp_2^* 的影响不断增大.

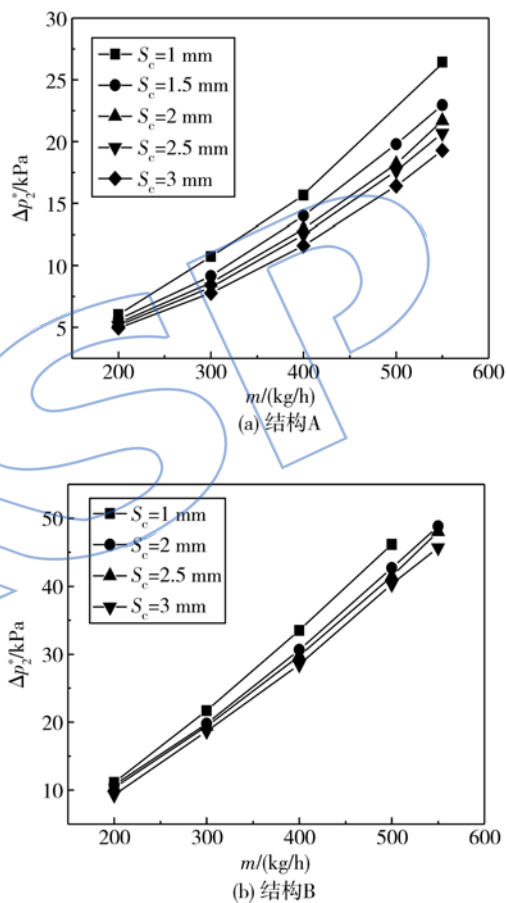


图 7 转速 10 200 r/min 时进出口总压差 Δp_2^* 随间隙、流量的变化

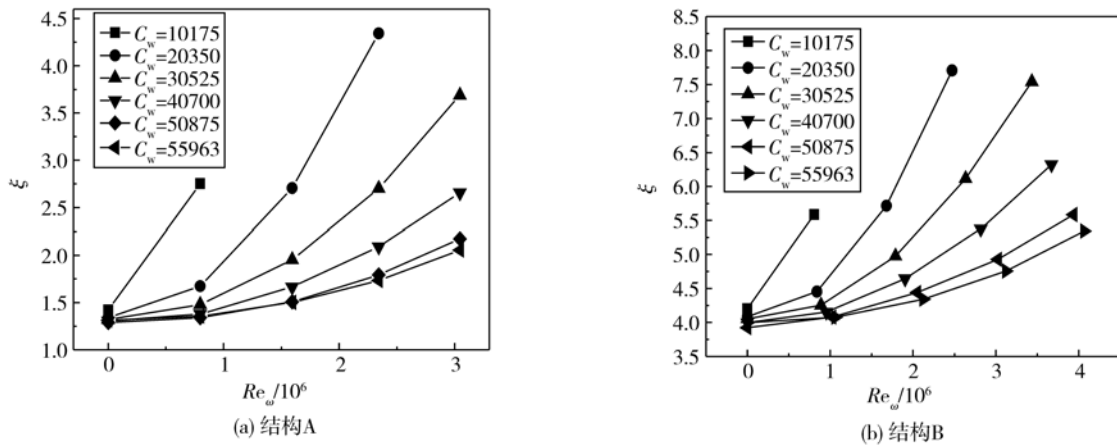
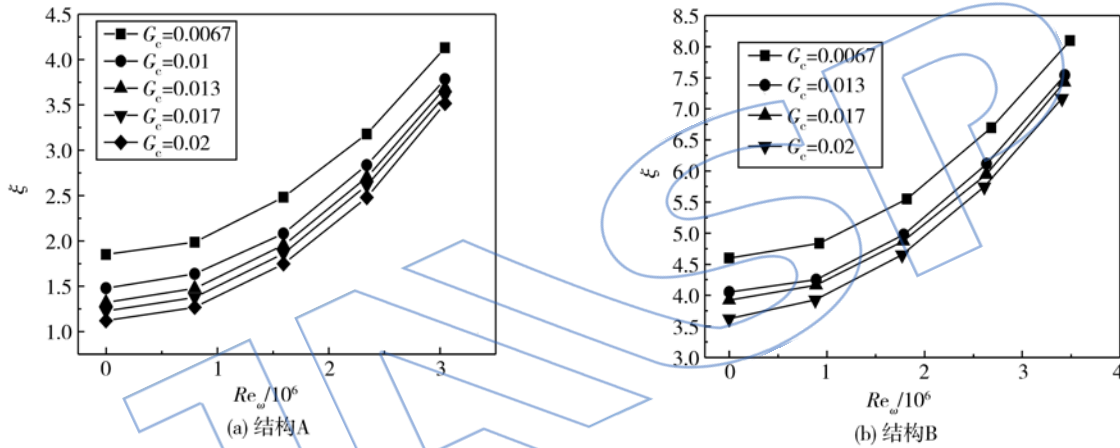
Fig. 7 Variation of Δp_2^* with S_c and m at $n = 10\,200$ r/min

2.3 阻力系数

阻力系数按下式计算:

$$\xi = \frac{p_{in}^* - (p_{out}^* - \Delta p_w)}{\frac{1}{2} \rho \left(\frac{m}{\rho A} \right)^2} \quad (8)$$

从图 8 和图 9 中可以看出,在间隙比 G_c 、流量系数 C_w 及旋转雷诺数 Re_w 相同的情况下,结构

图 8 间隙比 $G_c = 0.013$ 时阻力系数 ξ 随流量系数 C_w 、旋转雷诺数 Re_ω 的变化Fig. 8 Variation of ξ with C_w and Re_ω at $G_c = 0.013$ 图 9 流量系数 $C_w = 30525$ 时阻力系数 ξ 随间隙比 G_c 、旋转雷诺数 Re_ω 的变化Fig. 9 Variation of ξ with G_c and Re_ω at $C_w = 30525$

B 对应的阻力系数 ξ 要大于结构 A 对应的阻力系数 ξ 。从式(4)可以看出阻力系数 ξ 与总压损失 $p_{in}^* - (p_{out}^* - \Delta p_\omega)$ 成正比。显然,这也是由于冷气在两种封严结构中的流动不同而造成的。

分两种情况对 ξ 与间隙比 G_c 、流量系数 C_w 及旋转雷诺数 Re_ω 之间的关系式进行数据拟合。

静止时,

结构 A

$$\xi = 0.38 G_c^{-0.423} C_w^{-0.055} \quad (9)$$

结构 B

$$\xi = 2.46 G_c^{-0.183} C_w^{-0.03} \quad (10)$$

旋转时,

结构 A

$$\xi = 0.08 G_c^{-0.255} C_w^{-0.663} Re_\omega^{0.634} \quad (11)$$

结构 B

$$\xi = 0.531 G_c^{-0.177} C_w^{-0.402} Re_\omega^{0.394} \quad (12)$$

按式(9),(11),(12)计算得到的 ξ 拟合值与实验得到的 ξ 实验值相比,82%的拟合值与实验值之间的误差在 10%以内。按式(10)计算得到的拟合值与实验值之间的最大误差为 3%。

从上述四个拟合公式可以看出 ξ 随 G_c 、 C_w 的增大而减小,随 Re_ω 的增大而增大。在静止时,间隙比 G_c 对阻力系数 ξ 的影响要大于流量系数 C_w 对阻力系数 ξ 的影响;在旋转时,间隙比 G_c 对阻力系数 ξ 的影响要小于阻力系数 C_w 和旋转雷诺数 Re_ω 对阻力系数 ξ 的影响。

3 结 论

1) 间隙比 G_c 、流量系数 C_w 及旋转雷诺数 Re_ω 相同的情况下,径向封严结构 B 对应的阻力系数 ξ 要大于轴向封严结构 A 对应的阻力系数 ξ 。

2) 阻力系数 ξ 随间隙比 G_c , 流量系数 C_w 的增大而减小, 随旋转雷诺数 Re_ω 的增大而增大. 在静止时, 间隙比 G_c 对阻力系数 ξ 的影响要大于流量系数 C_w 对阻力系数 ξ 的影响; 在旋转时, 间隙比 G_c 对阻力系数 ξ 的影响要小于阻力系数 C_w 和旋转雷诺数 Re_ω 对阻力系数 ξ 的影响.

参考文献:

- [1] 曹玉璋, 陶智, 徐国强, 等. 航空发动机传热学[M]. 北京: 北京航空航天大学出版, 2005: 226-264.
- [2] Phadke U P, Owen J M. Aerodynamic aspects of the sealing of gas-turbine rotor-stator systems Part 1: the behavior of simple shrouded rotating-disk systems in a quiescent environment[J]. Heat and Fluid Flow, 1988, 9(2): 98-10.
- [3] Karabay H, Wilson M, Owen J M. Approximate solutions for flow and heat transfer in pre-swirl rotating-disc system[R]. ASME Paper 2001-GT-0200, 2001.
- [4] Yan Y Y, Gord M F, Lock G D, et al. Fluid dynamics of a pre-swirl rotor-stator system[R]. ASME Paper 2002-GT-30415, 2002.
- [5] Pilbrow R, Karabay H, Wilson M, et al. Heat transfer in a "cover-plate" pre-swirl rotating-disc system[J]. Journal of Turbomachinery, 1999, 121(2): 249-256.
- [6] Lock G D, Wilson M, Owen J M. Influence of fluid-dynamics on heat transfer in a pre-swirl rotating-disc system[R]. ASME Paper 2004-GT-53158, 2004.
- [7] Newton P J, Yan Y Y, Owen J M. Transient heat transfer measurements using thermochromic liquid crystal Part 1: an improved technique[J]. Heat and Fluid Flow, 2003, 24(1): 14-22.
- [8] Lock G D, Yan Y Y, Newton P J. Heat transfer measurements using liquid crystals in a pre swirl rotating-disk system[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2005, 127(2): 375-381.
- [9] 罗翔, 徐国强, 蔡毅, 等. 中心进气转静盘腔的流量分配特性试验[J]. 航空动力学报, 2007, 22(6): 73-876. LUO Xiang, XU Guoqiang, CAI Yi, et al. Experimental study of flow distribution characteristics for a rotor-stator system[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(6): 873-876. (in Chinese)
- [10] 丁水汀, 陶智, 徐国强, 等. 旋转盘腔冷却问题的工程评价[J]. 航空动力学报, 1999, 14(1): 83-84. DING Shuiting, TAO Zhi, XU Guoqiang, et al. An engineering evaluation system of turbine disk cooling configuration[J]. Journal of Aerospace Power, 1999, 14(1): 83-84. (in Chinese)
- [11] Owen J M. An approximate solution for flow between a rotating and a stationary disk[J]. Journal of Turbomachinery, 1989, 111(3): 323-332.
- [12] Owen J M, Rogers R H. Flow and heat transfer in rotating disk systems[M]. UK: Research Studies Press, 1989: 301-325.