

文章编号:1000-8055(2012)10-2222-07

直接供气预旋转静系流动特性的实验

蔡 旭, 徐国强, 罗 翔, 赵 熙, 李 烨

(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: 用实验方法研究直接供气转静系预旋腔内的流动特性, 得到了静盘表面的静压分布、预旋孔的排气系数以及盘缘出口流量的分配规律。结果表明: 流量改变对静盘压力分布形状的影响较大, 而转速改变的影响则较小; 在几何条件不变以及预旋进气和中心进气流量相等的前提下, 预旋孔排气系数主要由预旋进口流量系数决定; 对于该实验模型和研究工况来说, 盘缘出口流量系数比在 0.7 以上。

关 键 词: 直接供气预旋系统; 旋转盘腔; 涡轮盘; 流动; 转静系

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Experiment of flow characteristics of direct transfer pre-swirl system

CAI Xu, XU Guo-qiang, LUO Xiang, ZHAO Xi, LI Ye

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

Abstract: Flow characteristics of a direct transfer pre-swirl rotor-stator system were investigated experimentally. Static pressure distribution on the stator, discharge coefficient of pre-swirl nozzles and mass flow rate distribution principle at the rim seal and receiver holes were obtained. The results show that the shapes of static pressure distribution on the stator are mainly affected by mass flow rate, and slightly affected by rotating speed of the disk; with equivalent mass flow rate of pre-swirl and disk cooling air, discharge coefficients of pre-swirl nozzles are mostly decided by mass flow rate coefficient at pre-swirl nozzles; for the physical model and operating conditions presented, the ratio of mass flow rate coefficient at the rim seal to total mass flow coefficient is above 0.7.

Key words: direct transfer pre-swirl system; rotating disk system; turbine disk; flow; rotor-stator system

旋转盘腔空气系统中的预旋结构可以使冷却空气经静止预旋喷嘴后沿动盘旋转方向偏转, 具有降低冷气相对总温, 加强冷气与涡轮盘的换热以及降低冷气对涡轮盘造成的阻力等优点, 因此对于转静系预旋结构的流动和换热研究一直是国内外研究的热点。对腔内流动特性的研究可以为换热提供分析依据。目前, 研究主要针对直接供气

系统和盖盘系统 2 种预旋结构^[1]。

针对直接供气系统, Dittmann 等人^[2]通过实验测量了预旋角为 20° 时预旋孔和接收孔的排气系数, 结果表明预旋孔的排气系数受动盘旋转的影响很小, 接收孔的排气系数强烈受到预旋孔出口的切向速度与理想情况下接收孔处的轴向速度比值的影响。Yan 等人^[3]则对另一实验装置接收

收稿日期: 2012-01-04

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20121015.1020.201210.2222_003.html

作者简介: 蔡旭(1981—), 男, 辽宁锦州市人, 博士生, 主要从事旋转换热研究。

孔的排气系数进行了测量. Lewis 等人^[4]对预旋腔内的速度和压力分布进行了计算和实验研究. 针对盖盘系统, Karabay 等人^[5-6]对预旋腔内的预旋腔内的流动结构、压力系数和切向速度分布进行了理论、数值和实验研究. Chew 等人^[7]对一种盖盘结构中静盘与盖盘之间的预旋腔内的流动特性进行了实验和理论研究. 在该结构中, 预旋孔和盖盘接收孔所在的半径位置相近. 实验发现预旋孔进口与盖盘接收孔的冷气总温之差可达 27°C , 该温差与 Chew, Ciampoli 等人^[8]导出的绝热效率理论模型的预测值符合良好.

国内罗翔等人^[9-10]对于动盘无接收孔的预旋结构的流动特性进行了研究, 朱晓华等人^[11]对盖盘系统的压力损失特性进行了数值研究, 何振威等人^[12]对盖盘系统的速度和压力分布进行了测量, 曾军等人^[13]则对与本研究模型相似的预旋腔内的流动特性进行了数值研究.

为了简化研究对象, 国内对于预旋结构的研究多针对单进口的情况, 而对于多进口的情况常采用数值模拟方法, 实验结果比较缺乏. 本文的实验结果可为进一步研究多进口预旋腔的流动和换热特性提供参考.

1 实验系统

本实验是在北京航空航天大学航空发动机气动热力科技重点实验室的多功能旋转实验台上进行的. 实验装置如图 1 所示, 其中预旋加热器和中

心加热器在换热实验中使用, 而在本文流动实验中仅构成流动通道, 不对进口空气加热. 由图可见, 整个实验系统主要由实验件、动力、供气以及测试等子系统组成.

1.1 实验件系统和实验模型

图 2 和图 3 所示分别为实验件的装配图以及实验段内的结构和尺寸. 实验件由转盘组件和静盘组件构成, 各组件所包含的部件名称及相对位置关系如图 2 所示. 实验中的转静腔是由发动机原型尺寸经简化和放大后得到, 腔体有效旋转半径 R 为 350mm , 其特点是具有中心缝和预旋孔两股进气, 以及盘缘封严缝和转盘接收孔两股出气.

1.2 动力系统和供气系统

动力是 1 台 30kW 的直流电机, 其转速由电磁调速控制器进行调节和控制. 实验时, 主轴的转速可在 $0\sim 3600\text{r/min}$ 内连续变化, 其转速由光电传感器配合数字转速表测定.

实验供气系统参考图 1 所示. 离心式压缩机将室外空气压缩后储存在储气罐中, 储气罐内压缩空气由管道输送到压缩空气精密过滤器中, 分离水分并除去杂质后, 流入稳压罐进行稳压. 稳压罐出口的空气再分为 2 路, 分别由对应的手动螺旋阀门调节各自流量, 并由热式气体质量流量计测量出流量大小, 然后通过管路分别输送至中心加热器和预旋加热器内, 最后再由管路输送至实验件的相应入口. 中心加热器出来的空气流向实

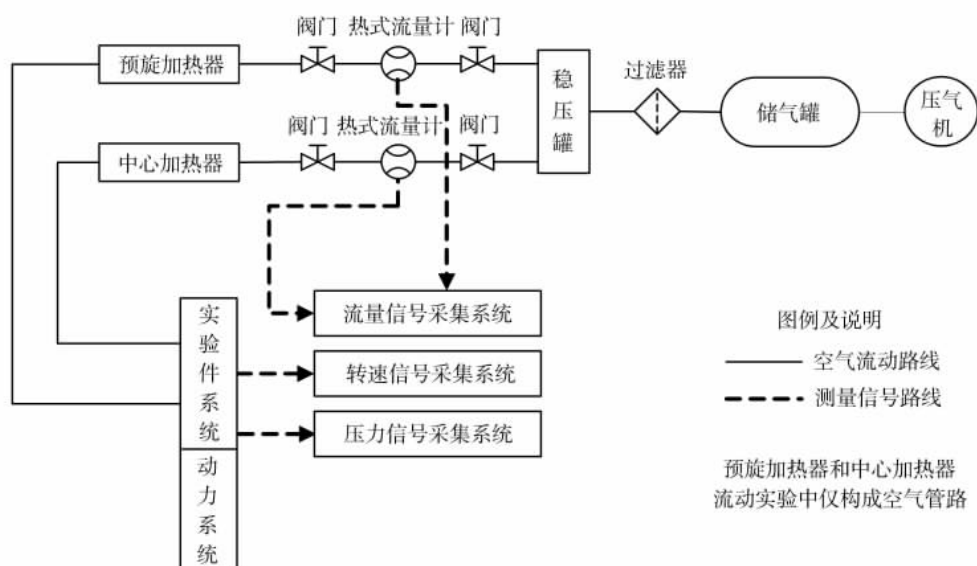


图 1 实验系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of test rig

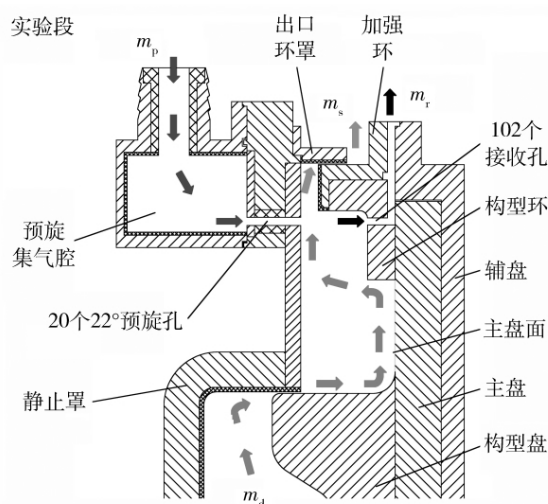


图 2 实验件系统

Fig. 2 Experiment rig

验件的中心进气法兰,预旋加热器出来的 10 路空气则分别经相同长度的管道流向预旋集气腔的 10 个进口。此后,空气在实验件内的流动路径可参见图 2。

1.3 测试系统

本实验的测试系统包括压力、流量和转速的测量。

对压力测试本实验没有延续传统的采用压力传感器、ADAM 数据采集模块和 VB 编程处理信号的测量方法^[14-15],而是使用由小型电磁阀组、压力变送器、数字仪表等配件连接并封装而成的压力测试设备进行测量。设备工作时将与实验件

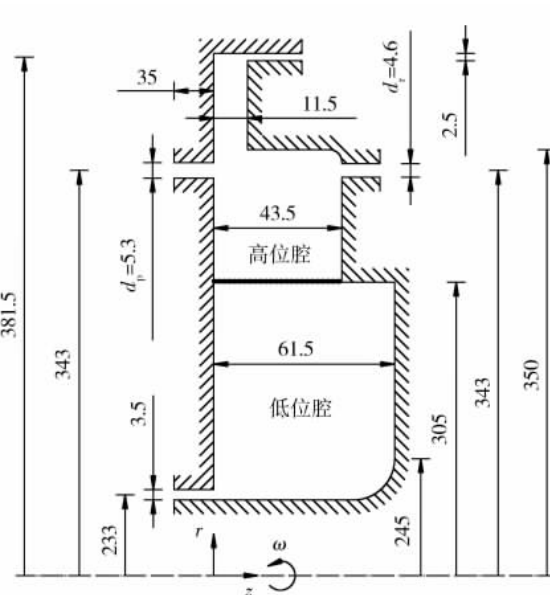


图 3 实验模型和主要尺寸图(单位:mm)

Fig. 3 Experiment model with principle dimensions (unit:mm)

上布置的取压管相连的多路 PVC(聚氯乙烯)管分别连至其输入端的快速接头上,从而将各路待测空气输送至设备内对应的电磁阀,各电磁阀由单独开关控制其开合,以控制该支路空气的通断,测量时只打开 1 路支路开关,其余支路关闭,然后由 PVC 管将接通支路的空气引至与压力变送器相连的测量干路上,变送器测得压力信号后输送给数字显示表以转换和显示测量值,具体结构如图 4 所示。

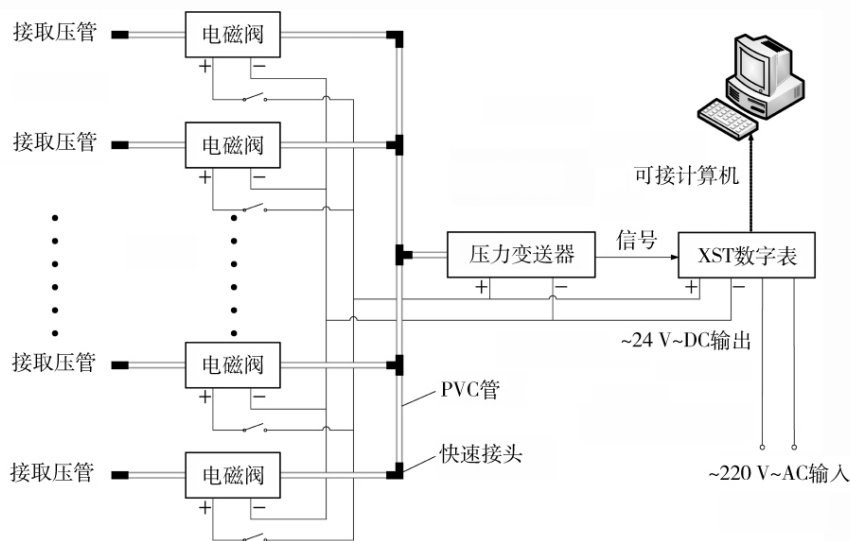


图 4 压力测量设备结构示意图

Fig. 4 Structure of pressure measuring equipment

为验证上述压力测试设备的测量精度,本实验中使用 ZH208A 型压力校准仪(误差为 $\pm 0.05\%$)对其进行了标定,标定曲线如图 5 所示。从图中可以看出显示表读数 p_b 与校准仪读数 p_j 呈线性关系: $p_j = 0.2028 + 1.00059p_b$, 相关系数 0.99999。实验中进口流量由热式流量计进行测量,其量程为 $0 \sim 0.55 \text{ kg/s}$, 测量精度为 $\pm 1\%$ 。热式流量计输出的流量信号经 ADAM 采集模块和 RS232/RS485 转换器传送至计算机,然后通过 VB 编写的程序进行采集和记录流量值。

转盘转速测量使用的是漫射型红外光电传感器,并由 YK-23 型智能转速表显示转速,实验中使用量程为 $0 \sim 3500 \text{ r/min}$, 转速测量的误差为 $\pm 8 \text{ r/min}$ 。

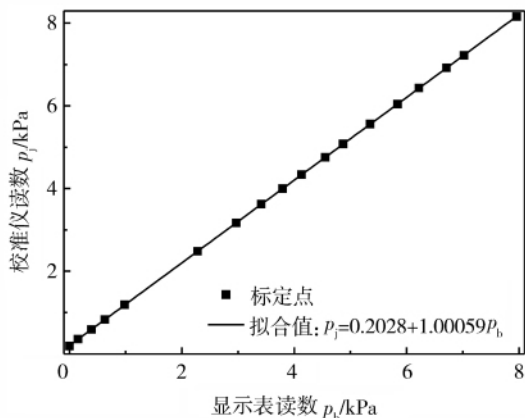


图 5 压力测量设备标定曲线

Fig. 5 Calibrating curve of pressure measuring equipment

2 盘缘的出口流量分配的标定

实验模型具有盘缘间隙和转盘冷气接收孔 2 个出口,通过两者的空气出流量在实验时不能直接测量,本文预先进行了盘缘出口流量分配的标定实验。实验中将转盘接收孔堵住,在盘缘出口处布置平行于轴向面向来流的“轴向总压”管和静止环罩上的静压管以测量特征压差

$$\Delta p_s = p_{z,s}^* - p_s \quad (1)$$

式中 $p_{z,s}^*$ 为出口处轴向总压, p_s 为静压。该特征压差是中心进口流量 m_d 、预旋进口流量 m_p 以及转速 ω 的函数,由于 $m_d = m_p = m_s/2$, 故 Δp_s 是盘缘出流量 m_s 和 ω 的函数,即

$$\Delta p_s = f(m_d, m_p, \omega) = g(m_s, \omega) \quad (2)$$

标定实验中,中心进口流量 m_d 、预旋进口流量 $m_p (= m_d)$ 、盘缘出口流量 m_s (此时也等于进口总流量 $m_{in} = m_d + m_p$), 以及转盘转速 ω 基本覆盖

了随后进行的流动和换热实验的工况范围。

图 6 所示为不同盘缘间隙出流量 m_s 下实验测得的盘缘出口处特征压差 Δp_s 随转盘转速 ω 的变化关系。显而易见,特征压差随转速的变化并不存在单调规律。

图 7 给出了不同转速下特征压差随盘缘出流量的变化关系。作为比较,图中还给出了盘缘出口切线速度 $v_s = 0$ 的情况下(不考虑出口处流体旋转的影响)的特征压差,此时特征压差理论上等于流体的总静压差,也等于流体轴向动压头,对不可压流,该压差与流量之间具有如下关系:

$$\begin{aligned} \Delta p_{s,v_s=0} &= p_{z,s}^* - p_s = p_s^* - p_s = \\ &= 0.5 \rho \omega_s^2 = \frac{0.5 m_{s,v_s=0}^2}{\rho A_s^2} \end{aligned} \quad (3)$$

式中 ω_s 为出口轴向速度 A_s 为出口截面积。

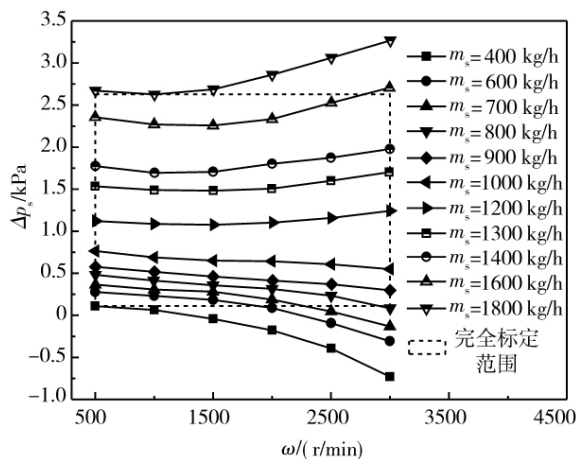


图 6 盘缘出口压差随转速的变化

Fig. 6 Variation of pressure difference at the rim seal with rotating velocity

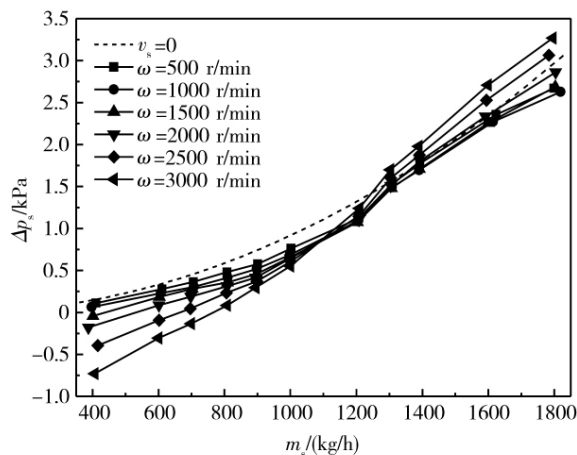


图 7 盘缘出口压差随流量的变化

Fig. 7 Variation of pressure difference at the rim seal with mass flow rate

对图 6、图 7 所示的标定值进行拟合, 拟合后得到盘缘出口流量 m_s 与特征压差 Δp_s 以及转盘转速 ω 的关系如下:

$$m_s = a + b\Delta p_s + c\omega + d\Delta p_s^2 + e\omega^2 + f\Delta p_s\omega + g\Delta p_s^3 + h\omega^3 + i\Delta p_s\omega^2 + j\Delta p_s^2\omega \quad (4)$$

式中 $a, b, \dots, j$ 为拟合系数, 其值列于表 1 中; m_s (kg/h), Δp_s (Pa), ω (r/min); 拟合式的相关系数为 0.9925; 完全标定范围为: $0.11 \text{ kPa} \leq \Delta p_s \leq 2.63 \text{ kPa}$, $500 \text{ r/min} \leq \omega \leq 3000 \text{ r/min}$.

表 1 盘缘出口流量与压差及转速拟合公式系数

Table 1 Fitting coefficients of flow rate at the rim seal, pressure difference and rotating velocity

系数	数值	系数	数值
a	283.4247518	f	$-8.618061009 \times 10^{-5}$
b	1.067678788	g	$4.13765094 \times 10^{-8}$
c	0.1561935371	h	$1.085867082 \times 10^{-8}$
d	-0.0003171292431	i	$-3.502975596 \times 10^{-8}$
e	$-2.713089326 \times 10^{-5}$	j	$4.215848777 \times 10^{-8}$

3 实验结果分析

3.1 静盘压力分布

静盘压力分布的测点在周向布置在与预旋孔方向相反偏离预旋孔出口中心 3° 的不同半径位置. 图 8 给出了不同进口流量下的静盘静压分布.

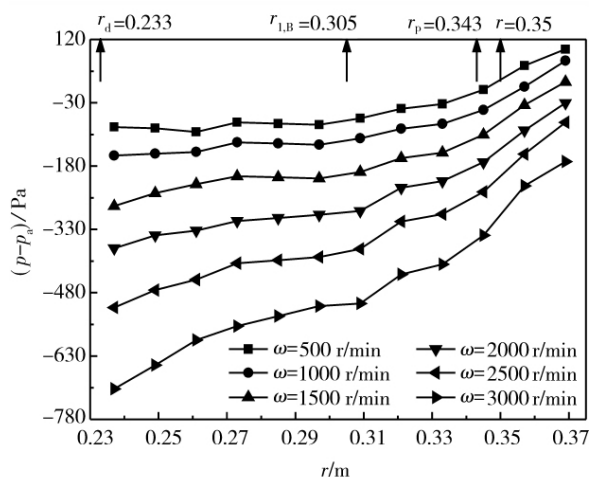
由图 8 可见, 转速改变对静盘表压随半径分布的形状影响很小, 静盘表压分布主要取决于进口流量. 在进口流量相对小时, 静盘表压随转速的上升而减小, 且幅度较大(图 8(a)); 随着流量增加, 静盘表压随转速上升继续减小, 但幅度降低(图 8(b)); 流量较大时, 该幅度进一步降低, 并在高转速时出现了压力增大的情况(图 8(c)). 这是由于对于径向封严转静系的“压力递增”效应造成的.

图 9 给出了不同进气流量系数下的静盘无量纲压力分布随旋转雷诺数的变化情况. 即将静盘表压除以转盘动压头 $0.5\rho\omega^2 R^2$ 后, 所得无量纲压力随旋转雷诺数的变化. 在进口流量系数较小时不呈现单调下降的特性, 在进口流量系数较大时也不能反映出腔内出现的“压力递增”现象.

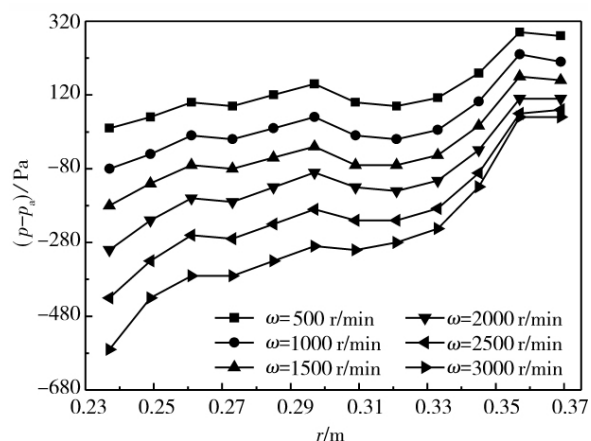
3.2 预旋孔的排气系数

预旋孔的排气系数由式(5)得到.

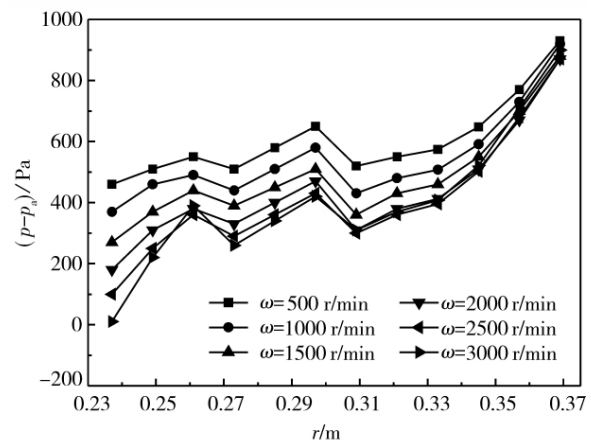
$$C_{d,p} = \frac{m_{\text{real}}}{m_{\text{idea}}} = \frac{m_p}{\frac{N_p A_p p_0^*}{\sqrt{RT_0^*}} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \left(\left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right)}} \quad (5)$$



(a) $m_d = 300 \text{ kg/h}$



(b) $m_d = 500 \text{ kg/h}$



(c) $m_d = 700 \text{ kg/h}$

图 8 静盘压力分布

Fig. 8 Pressure distribution on stator

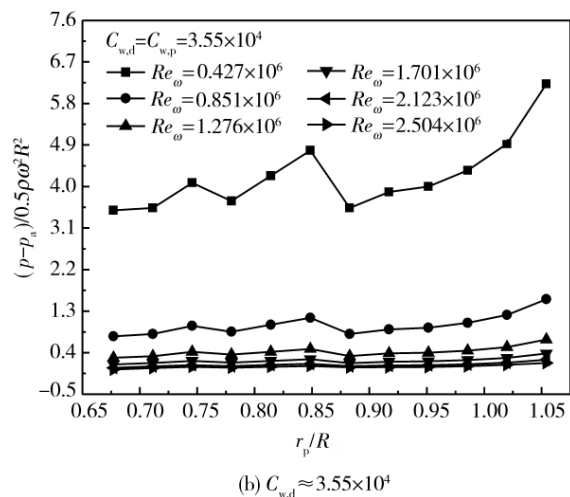
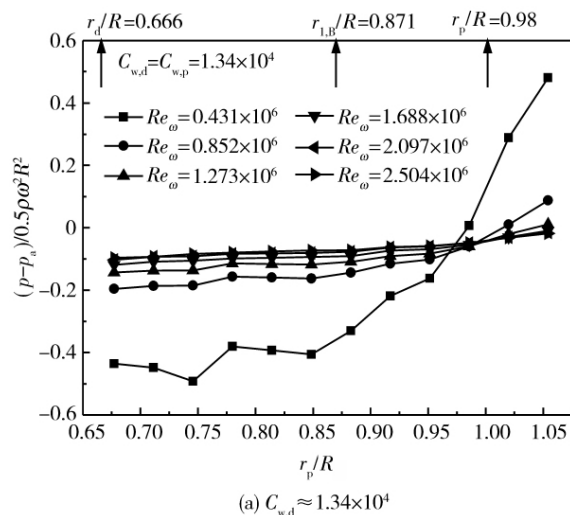


图 9 静盘无量纲压力分布

Fig. 9 Distribution of nondimensional pressure on stator

式中的分母为冷气由预旋孔进口的总压 p_0^* 和总温 T_0^* 等熵膨胀至其出口静压 p_1 时的理论流量值. 可见其它条件不变时, $C_{d,p}$ 越大, 为达到相同预旋流量所需的预旋孔进口总压越小. 本实验中测量了预旋进口流量 m_p , 预旋进口总温 T_0^* 、总压 p_0^* 以及预旋出口的静压 p_1 , 根据式(5), 计算得到了预旋孔的排气系数 $C_{d,p}$.

图 10 所示为不同预旋进口流量系数 $C_{w,p}$ ($= C_{w,d}$) 及不同旋转雷诺数 Re_ω 下的排气系数结果, 横坐标为预旋进口总压和出口静压之比.

由图 10 中可见, 在实验范围内, 随着进口流量系数的增大, 压比 p_0^*/p_1 相应升高, $C_{d,p}$ 呈上升的趋势; 而在相同进口流量系数下, 旋转雷诺数对 $C_{d,p}$ 的影响相对较小 (最大偏差不到 0.02), 对压比 p_0^*/p_1 的影响也不大, 压比主要取决于进口流量系数; 由此可见, 在几何条件不变以及预旋进气

流量和中心进气流量相等的前提下, 预旋孔排气系数主要由预旋进口流量系数 $C_{w,p}$ 决定.

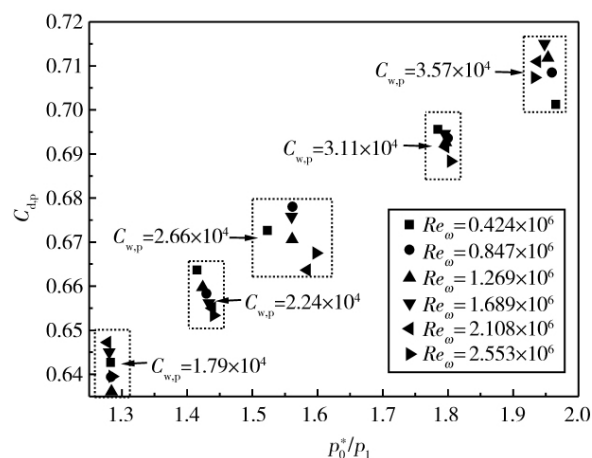


图 10 预旋孔排气系数实验结果

Fig. 10 Experimental results of pre-swirl discharge coefficient

3.3 盘缘出口流量分配

图 11 为盘缘出口流量系数 $C_{w,s}$ 与进口总流量系数 $C_{w,in}$ 之比随旋转雷诺数的变化曲线. 由图 11, 盘缘出口流量系数比在所有工况下都接近或超过了 0.7, 这说明实验中只有不到进口总流量 30% 的空气流进了转盘高位面的接收孔内, 最低时甚至还不到 5%.

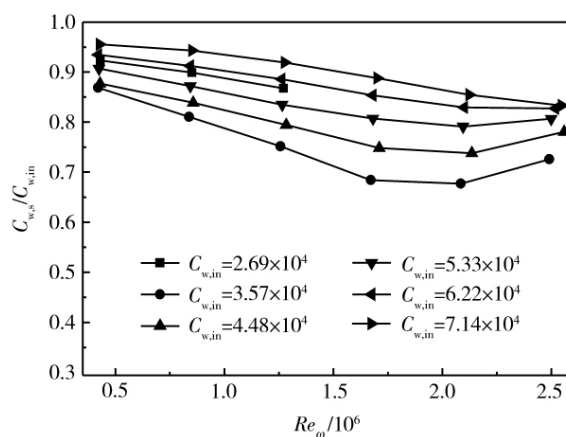


图 11 盘缘出口流量比

Fig. 11 Ratio of mass flow rate coefficient at the rim seal to total mass flow coefficient

4 结 论

在给定预旋进气流量和中心进气流量相等的

情况下,通过对转静系预旋腔静盘表面和进出口压力的测量,得到了静盘的压力分布,进气预旋孔的排气系数以及盘缘出口与接收孔的流量分配规律;在研究参数范围内,通过对实验结果的分析,得出的主要结论为:

1) 流量改变对静盘压力分布形状的影响较大,而转速改变的影响则较小. 流量的增大使腔内压力升高;流量较小时,腔内压力随转速增大而降低;流量和转速均较大时则可观察到压力随转速的增大而升高.

2) 预旋孔排气系数主要取决于预旋孔进口总压与出口静压之比,也即取决于预旋流量系数,旋转雷诺数的影响很小.

3) 对于本文的实验模型和研究工况来说,盘缘出口流量系数比在 0.7 以上.

参考文献:

- [1] Owen J M. Modelling internal air systems in gas turbine engines[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(4): 505-520.
- [2] Dittmann M, Geis T, Schramm V, et al. Discharge coefficients of a preswirl system in secondary air systems[J]. Journal of Turbomachinery, 2002, 124(1): 119-124.
- [3] Yan Y Y, Gord M F, Lock G D, et al. Fluid dynamics of a pre-swirl rotor-stator system[J]. Journal of Turbomachinery, 2003, 125(10): 641-647.
- [4] Lewis P, Wilson M, Lock G D, et al. Physical interpretation of flow and heat transfer in preswirl systems[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2007, 129(7): 769-777.
- [5] Karabay H, Chen J X, Pilbrow R, et al. Flow in a "cover-plate" preswirl rotor-stator system[J]. Journal of Turbomachinery, 1999, 121(1): 160-166.
- [6] Karabay H, Wilson M, Owen J M. Predictions of effect of swirl on flow and heat transfer in a rotating cavity[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2001, 22(1): 143-155.
- [7] Chew J W, Hills N J, Khalatov S, et al. Measurement and analysis of flow in a pre-swirled cooling air delivery system [R]. ASME Paper No. GT2003-38084, 2003.
- [8] Chew J W, Ciampoli F, Hills N J, et al. Pre-swirled cooling air delivery system performance[R]. ASME Paper GT2005-68323, 2005.
- [9] 罗翔, 徐国强, 陶智, 等. 30°预旋进气旋转盘流动与换热特性的实验[J]. 北京航空航天大学学报, 2007, 33(3): 290-293.
LUO Xiang, XU Guoqiang, TAO Zhi, et al. Flow and heat transfer in rotor-stator system with pre-swirl angle of 30° [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2007, 33(3): 290-293. (in Chinese)
- [10] 罗翔, 徐国强, 蔡毅, 等. 中心出气对高位进气旋转盘流动与换热的影响[J]. 航空动力学报, 2007, 22(5): 709-713.
LUO Xiang, XU Guoqiang, CAI Yi, et al. Influence of central outflow on flow and heat transfer in a pre-swirl rotor-stator system[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(5): 709-713. (in Chinese)
- [11] 朱晓华, 刘高文, 刘松龄, 等. 带盖板的预旋系统温降和压力损失数值研究[J]. 航空动力学报, 2010, 25(11): 2498-2506.
ZHU Xiaohua, LIU Gaowen, LIU Songling, et al. Numerical studies of temperature drop and pressure loss in a cover-plate preswirl system[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(11): 2498-2506. (in Chinese)
- [12] 何振威, 冯青, 刘松龄, 等. 带盖板预旋系统的流动实验[J]. 推进技术, 2011, 32(5): 654-657.
HE Zhenwei, FENG Qing, LIU Songling, et al. Experiment of the flow in a cover-plate pre-swirl system[J]. Journal of Propulsion Technology, 2011, 32(5): 654-657. (in Chinese)
- [13] 曾军, 张剑, 黄康才. 预旋进气转静盘腔中的流动和传热数值研究[J]. 航空动力学报, 2008, 23(7): 1168-1173.
ZENG Jun, ZHANG Jian, HUANG Kangcai. Flow and heat transfer investigation in pre-swirl inflow rotor-stator cavity[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(7): 1168-1173. (in Chinese)
- [14] 徐国强. 转静系旋转盘腔内冷气的流动与换热研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 1999.
XU Guoqiang. Flow and heat transfer characteristics of coolant through a shrouded rotating disk system[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 1999. (in Chinese)
- [15] 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, 2003.
LUO Xiang. Flow and heat transfer between a stator and a rotor with blade cooling holes[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2003. (in Chinese)