

带盖盘 45°预旋系统流动特性的实验

孙占东¹, 罗翔^{1,2}, 黄由之¹, 周志翔³, 廖乃兵³

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;

2. 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;

3. 中国航空发动机集团有限公司 湖南动力机械研究所, 湖南 株洲 412002)

摘 要: 对带盖盘 45°预旋系统的预旋腔和转静腔内流动特性进行了实验研究,得到了高转速下静盘表面的静压分布、中心面($z/S=0.326$)总压分布、流阻系数以及预旋孔排气系数的变化规律。结果表明:流量分配对腔内压力分布影响较小;湍流参数是腔内流动特性的主要影响参数之一;腔内流动结构主要分为转静腔的自由涡结构以及预旋腔的回流区和低压区;流阻系数随湍流参数变大而显著上升;预旋孔排气系数随着进、出口压比增加而增加。

关 键 词: 盖盘; 预旋; 转静系; 预旋腔; 流动

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Experiment of flow characteristics of cover-plate 45° pre-swirl system

SUN Zhandong¹, LUO Xiang^{1,2}, HUANG Youzhi¹,

ZHOU Zhixiang², LIAO Naibing³

(1. School of Energy and Power Engineering,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;

2. National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine Aero-thermodynamics,

School of Energy and Power Engineering,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;

3. Hunan Aviation Powerplant Research Institute,

Aero Engine (Group) Corporation of China, Zhuzhou Hunan 412002, China)

Abstract: Flow characteristics of pre-swirl cavity and rotor-stator cavity of a cover-plate 45° pre-swirl system structure were studied experimentally. Static pressure distribution on the stator, total pressure distribution on the mid plane ($z/S=0.326$) and variations of the flow resistance coefficient in cavity and pre-nozzle discharge coefficient were obtained under high rotation speed. The results show that the pressure distribution in cavity is affected by the flow distribution weakly. The turbulent flow parameter is one of the primary control parameters of flow characteristics. The flow structure in cavity is mainly divided into two parts, the free vortex structures of rotor-stator cavity, and the recirculation and low pressure zones in pre-swirl cavity. The flow resistance coefficient of the cavity rise significantly with the increase of the turbulent flow parameter. The discharge coefficient of pre-swirl nozzle increases with the increasing pressure ratio of pre-swirl nozzle.

Key words: cover-plate; pre-swirl; rotor-stator system; pre-swirl cavity; flow

收稿日期: 2016-01-12

作者简介: 孙占东(1990—),男,硕士,主要从事旋转换热研究。

引用格式: 孙占东, 罗翔, 黄由之, 等. 带盖盘 45°预旋系统流动特性的实验[J]. 航空动力学报, 2017, 32(9): 2125-2131. SUN Zhandong, LUO Xiang, HUANG Youzhi, et al. Experiment of flow characteristics of cover-plate 45° pre-swirl system[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(9): 2125-2131.

航空发动机的二次流空气经静盘呈一定角度进入盘腔,一部分空气被输送到位于转盘的接收孔内,用于叶片冷却。空气经预旋孔沿转盘旋转方向发生偏转,与转盘间的相对速度变小,转盘对空气做功量减少,降低了叶片冷却气的相对总温,提高了冷却品质。

关于预旋结构的研究非常广泛,主要分为带盖盘预旋系统和直接换热系统。针对带盖盘预旋系统,Zimmermann^[1]采用数值计算方法研究了盖盘结构中旋转腔内的流动结构。Popp 等^[2]研究了预旋腔上游的预旋喷嘴和下游的盖盘接收孔等几何因素对预旋冷气流动的影响,给出了各几何结构的系统温降以及节流单元的排气系数。Karabay 等^[3]采用理论、数值计算和实验的方法研究了盖盘结构旋转腔的绝热流动特性,并得出了转静腔的流动结构与径向出流转静系的流动特性相似。Pilbrow 等^[4]对带盖盘预旋系统的转盘换热情况进行了数值模拟和实验研究,研究表明在参数范围内旋转腔内为常规的源-汇流动结构。Karabay 等^[5]总结了前述盖盘结构流动和换热的研究成果,给出了预旋喷嘴和接收孔之间的总压损失拟合公式,得出了预旋比越大总压损失也越大的结论。针对直接换热系统,Meierhofer 等^[6]的实验研究成果表明预旋结构可显著降低涡轮盘接收孔内冷气的相对总温。El-Oun 等^[7]基于雷诺比拟导出了绝热效率的理论模型,且与其在转盘上的温度测量结果符合良好。Yan 等^[8]对“Bath”结构进行了流动特性实验和数值模拟研究,获得了转速、流量、预旋比和预旋孔数对系统流场结构和总压损失的影响规律。

朱晓华等^[9]对盖盘系统的压力损失特性进行了数值研究。何振威等^[10]运用实验方法对带盖盘预旋系统温降进行了研究。罗翔等^[11]对转盘无接收孔的预旋结构的流动特性进行了研究。朱强华^[12]对转盘上带接收孔的直接供气预旋静系的换热进行了测量,研究了转静间隙、进气流量、旋转雷诺数以及预旋比等参数对冷气降温和转盘换热效果的影响。

国内关于带盖盘预旋系统的实验研究较少,且主要集中在低转速的情况,高转速下的实验数据稀缺。本文对结构尺寸较小的带盖盘 45°预旋进气系统在高转速下的流动特性进行了研究。

1 实验装置

本实验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高速旋转换热实验台上进行。实验装置如图 1 所示,主要由动力、气路以及测量系统组成。

1.1 实验件

实验件主要由转盘、静盘及盖盘组件构成,各组件的相对位置关系及基本尺寸如图 2 所示,图中 V 为进气速度, θ 为进气角度。腔体有效旋转半径 $R=110\text{mm}$,静盘厚度为 6.5mm 。本实验模型的主要特点为预旋进气,转静盘缘及转盘接收孔出气。旋转件与静止件间采用两级篦齿封严,封严间隙为 1mm 。

1.2 动力系统及气路系统

本实验转盘动力由型号为 160XDS30Y 的电机主轴提供,其空载最高转速可达 $30\,000\text{ r/min}$,满

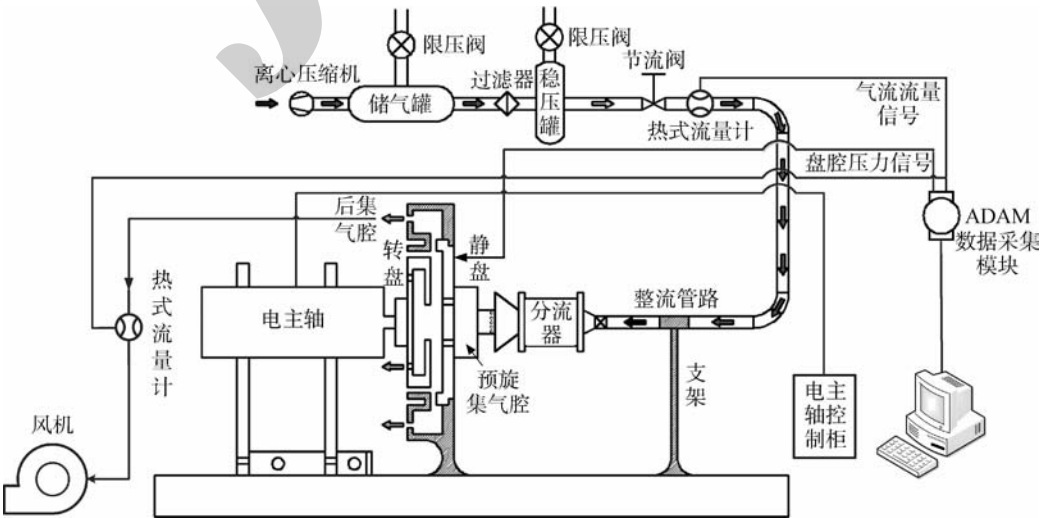


图 1 实验台示意图

Fig. 1 Schematic diagram of experiment rig

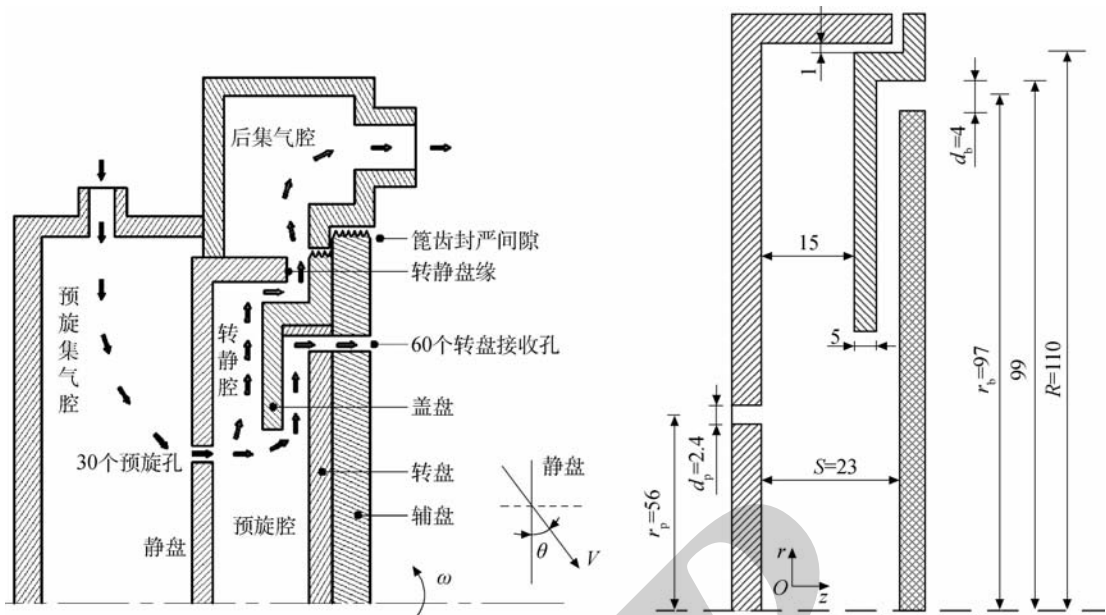


图 2 实验件系统和实验模型及基本尺寸(单位:mm)
Fig. 2 Experiment rig and experiment model with principle dimensions (unit: mm)

足本实验中最高 12 000 r/min 的转速需求。通过 DELTA 公司的 VFD 系列三相异步电动机调速器来实现电主轴转速的精准调节,实验时必须保证电主轴的油气润滑系统和水冷系统正常工作。

本实验供气系统如图 1 所示。室外空气经离心压缩机压缩后储存在储气罐中,罐内的压缩空气由管道输送到压缩空气过滤器中,分离水份并除去杂质后,流入稳压罐进行稳压。空气经管路流入分流器,从分流器流出的空气分 4 路从 4 个方向进入预旋集气腔,该进气方式能够有效避免空气流冲击静盘。后集气腔收集的空气利用风机定量抽离,出气流量由热式流量计采集。

1.3 测量系统

本实验利用取压管、电磁阀、压力变送器和 PU(polyurethane)气动软管来实现压力采集。实验时将实验件上布置的取压管通过 PU 气动软管连接到输入端的快速接头上,从而将各路待测空气输送至对应的电磁阀,各电磁阀通过开关控制该支路空气的通断,测量时只打开一支路开关,其余支路关闭,然后由 PU 气动软管将空气引至与压力变送器相连的测量干路上,压力变送器上显示测点与大气压的差值,其测量精度为量程的 0.065% (所用压力变送器量程分别为 60 kPa 和 6 kPa),详见文献[13]。

压力测点布置如图 3 所示,沿径向在静盘表面布置了 10 个静压测点,在对应半径中心面 ($z/S=0.326$) 处布置了 10 个总压测点(根据伯

努利方程制作了 L 型总压取压管,布置测点时对准切线方向)。在预旋孔进、出口分别布置了总压(布置于预旋集气腔内)和静压测点,转静盘缘处布置了 2 个静压测点,共计 24 个压力测点。此外,还在预旋孔进口处布置了 2 个温度测点,传感器由铜-康铜热电偶制成。

进、出气质量流量采集所用的热式流量计量程分别为 200 kg/h 和 30 kg/h,测量精度为 $\pm 1\%$ 。采集信号经 ADAM 数据采集模块传输到计算机

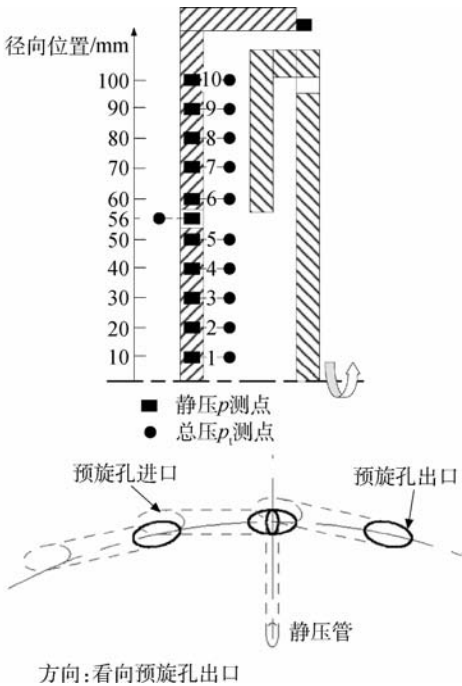


图 3 压力测点示意图

Fig. 3 Schematic diagram of pressure measuring points

上,利用流量采集 VB 程序记录流量值。

2 参数定义及说明

湍流参数 λ_t 和预旋比 β_p 定义如下:

$$\lambda_t = C_w Re_w^{-0.8} \tag{1}$$

$$\beta_p = V_{\varphi,p}/(\omega r_p) \tag{2}$$

式中 $V_{\varphi,p}$ 为预旋孔出口处切向速度, ω 为转盘角速度, r_p 为预旋孔径向位置。 C_w 和 Re_w 为无量纲流量系数和旋转雷诺数,定义如下:

$$C_w = \dot{m}_p/(\mu R) \tag{3}$$

$$Re_w = \rho \omega R^2/\mu \tag{4}$$

式中 $R, \dot{m}_p, \mu, \rho$ 分别为有效旋转半径、预旋进气质量流量、动力黏度、空气密度。

本实验参数范围分别为 $0.25 \times 10^6 < Re_w < 1.0 \times 10^6, 0.1 < \lambda_t < 0.3, 0.78 < \beta_p < 3.09$ 。各工况中风机抽离空气质量流量与接收孔出气质量流量之比均设定为 1:1, 1:2, 1:3 (根据标定结果, 篦齿封严泄流流量较小, 本文不予考虑)。

3 实验结果与分析

3.1 典型流场结构

为方便对实验结果分析说明, 此处给出本实验的典型流场结构。

本文采用实验模型的 1/30 进行计算, 模型含有一个预旋进气孔, 接收孔简化为等面积缝。经过对网格无关解的计算, 最终采用 90 万网格。进口给定质量流量、气流方向; 出口 1 给定出流流量, 出口 2 给定静压。固体壁面为无滑移壁面和绝热条件, 周期面给定周期性边界条件。湍流模型采用 SST (shear stress transport) 模型, 利用 CFX 15.0 进行计算。

如图 4 所示, 转静腔的流动结构主要为自由涡结构; 而预旋腔内则主要为射流回流区和低压区, 导致该低压区形成的主要原因为转盘的泵效应使得很少的气体能进入该区域。

3.2 流量分配对腔内压力分布的影响

图 5 给出了流量分配对腔内压力分布的影响。图 5(a) 中 Re_w 和 λ_t 一定, 出气流量分配比 (ϵ) 对静盘表面 ($z/S=0$) 静压影响较小; 图 5(b) 同样, 出气流量分配比对中心面 ($z/S=0.326$) 的总压影响也较小。因此, 本文忽略出气流量分配比对腔内压力的影响, 下文中仅对出气流量分配比 $\epsilon=1:3$ 的工况进行讨论分析。图中 p_a 为大气压力, 黑色箭头代表预旋孔位置, 下文不再赘述。

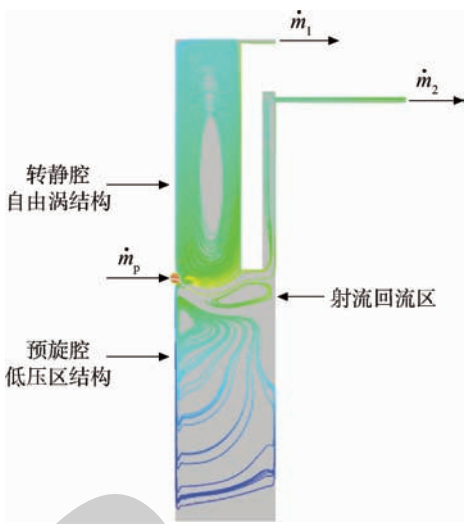


图 4 流场结构 ($Re_w=0.5 \times 10^6, \lambda_t=0.17$)
Fig. 4 Flow structures ($Re_w=0.5 \times 10^6, \lambda_t=0.17$)

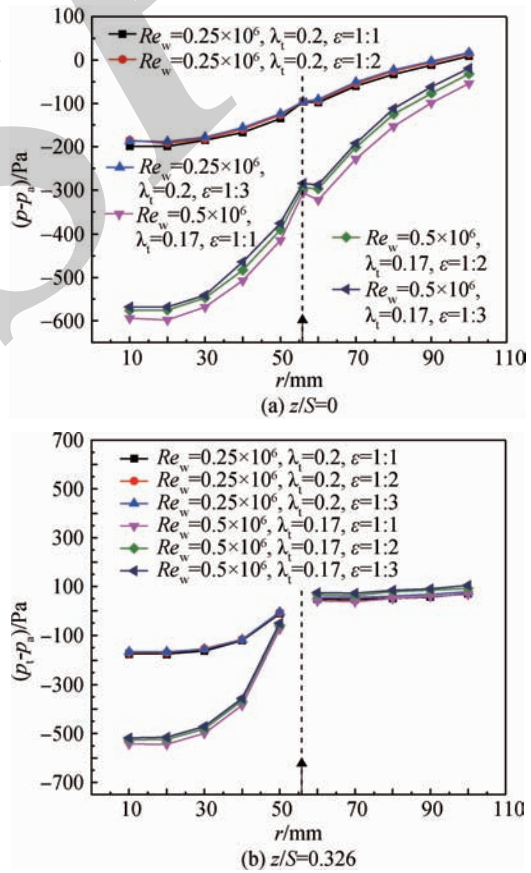


图 5 流量分配对压力分布的影响
Fig. 5 Effect of flow distribution on pressure distribution

3.3 静盘表面 ($z/S=0$) 的无量纲静压分布

图 6 分别给出了流量系数 C_w 和旋转雷诺数 Re_w 一定时静盘表面 ($z/S=0$) 的无量纲静压分布, 预旋孔出口静压 p_p 为参考压力。

如图 6(a)、图 6(b) 所示, 由于离心增压效应

($dp/dr=\rho V_{\varphi,p}^2/r$), 静盘表面无量纲静压随半径增加而升高;随湍流参数 λ_t 升高压力分布梯度变大;预旋孔出口 ($r/R=0.51$) 处压力分布存在峰值。预旋腔($r/R<0.51$)中无量纲压力随湍流参数 λ_t 变大而下降,而转静腔($r/R>0.53$)中随 λ_t 变大而上升;预旋腔低半径处($r/R<0.2$)的压力分布基本保持不变,因为很少有气流能够进入到该区域从而形成了低压区,见图 4。 $\lambda_t=0.3$ 与 $\lambda_t=0.17$ 间隔明显大于其他工况下的湍流参数间隔,导致了图 6(a)中递增斜率的不连续。

因为 C_w, Re_w 两者满足 $\lambda_t=C_w Re_w^{-0.8}$ 关系,所以图 6 中两者对无量纲静压分布规律的作用刚好相反。此外,本实验参数范围内流量系数 C_w 和旋转雷诺数 Re_w 对静盘表面无量纲静压分布影响相当。

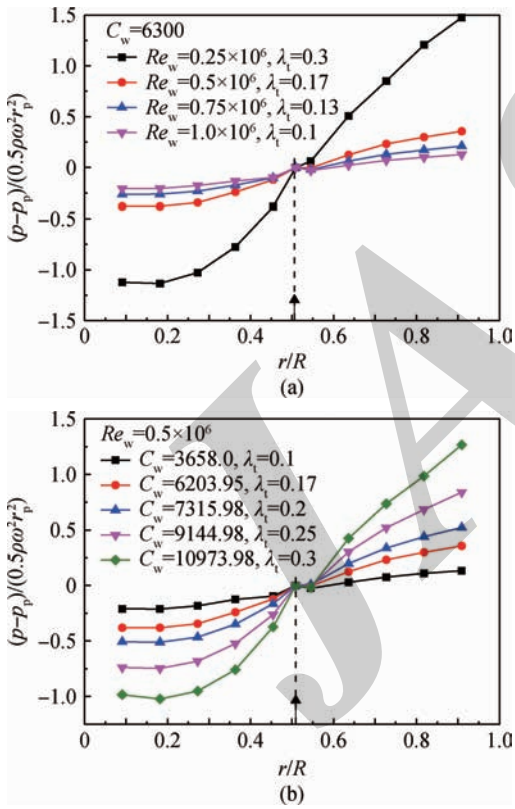


图 6 静盘表面无量纲静压分布 ($z/S=0$)

Fig. 6 Non-dimensional static pressure distribution on the stator ($z/S=0$)

3.4 中心面 ($z/S=0.326$) 的无量纲总压分布

图 7 分别给出了流量系数 C_w 和旋转雷诺数 Re_w 一定时中心面 ($z/S=0.326$) 的无量纲总压分布。受实验件结构限制,无法测量该面上预旋孔径向位置处的总压,故图中总压分布曲线不连续。 p_t 为中心面 ($z/S=0.326$) 处的径向总压,预旋出

口总压 $p_{p,t}=p_p+0.5\rho V_{\varphi,p}^2$ 为参考压力。

如图 7(a)、图 7(b) 所示,无量纲总压随湍流参数 λ_t 增大而整体上升,但在高湍流参数 λ_t 下变化趋势不明显,见图 7(a) 中 $0.17<\lambda_t<0.3$ 及图 7(b) 中 $\lambda_t=0.17, 0.2, 0.25, 0.3$ 时的无量纲总压变化。转静腔 ($r/R>0.53$) 内无量纲总压随半径无明显变化,与自由涡流动结构相符,且当 $0.1<\lambda_t<0.3$ 时,自由涡充满转静腔;预旋腔 ($r/R<0.51$) 内由于离心效应,无量纲总压随半径变大而上升,当 $r/R<0.2$ 时,受低压区影响无量纲总压亦基本保持不变。与图 4 所示流场结构相呼应。

鉴于采用预旋孔出口总压作为参考压力而非预旋孔半径处中心面总压,忽略了掺混效应,因此本文仅能给出无量纲总压的分布趋势。

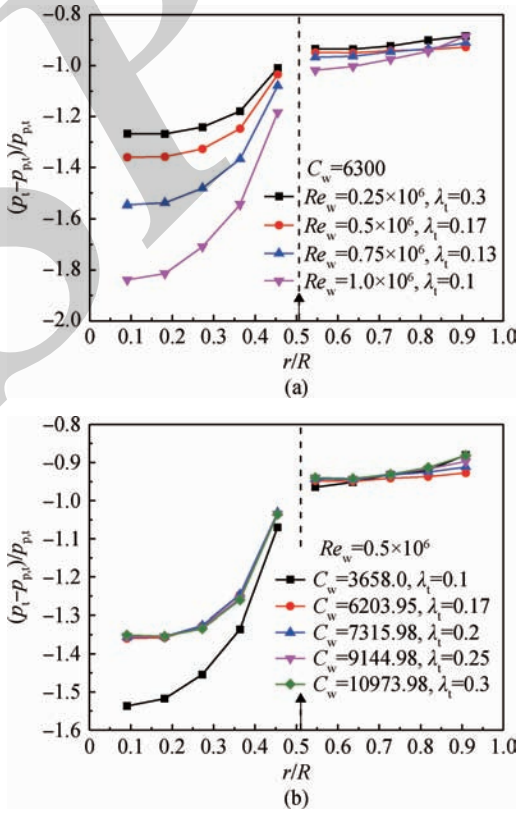


图 7 中心面的无量纲总压分布 ($z/S=0.326$)

Fig. 7 Non-dimensional total pressure distribution on the mid plane ($z/S=0.326$)

3.5 转静腔内的流场结构

图 8 给出了中心面 $V_{\varphi}/(\omega r)$ 随 $(r/R)^{-2}$ 的分布规律, V_{φ} 由 $p_t=p+0.5\rho V_{\varphi}^2$ 计算得出。由图中拟合关系结合文献 [14-15] 可知,湍流参数在 $0.1<\lambda_t<0.3$ 范围时,转静腔内 ($r/R>0.53$) 的流动结构为自由涡结构,见图 4。

通过进一步的分析,在各 Re_w 下,随 λ_t 的不

同各个工况的拟合曲线斜率 A 不尽相同,但却均与湍流参数 λ_t 存在一定的线性关系,如图 9 所示。这表明在预旋进气体系内,湍流参数对转静腔的流动特性起主要作用。拟合所得实验关联式: $A=1.21178\lambda_t-0.002$,相关系数为 0.9967。

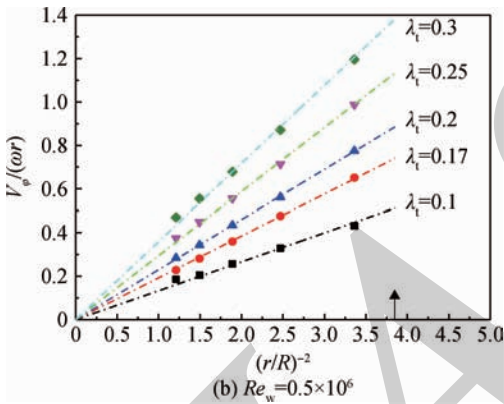
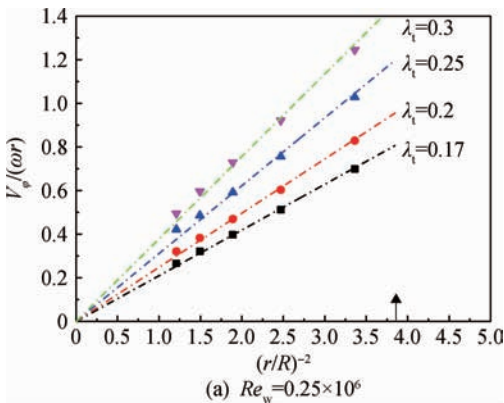


图 8 中心面 $V_\varphi/(\omega r)$ 随 $(r/R)^{-2}$ 的变化规律
Fig. 8 Variation of $V_\varphi/(\omega r)$ on the mid plane with $(r/R)^{-2}$

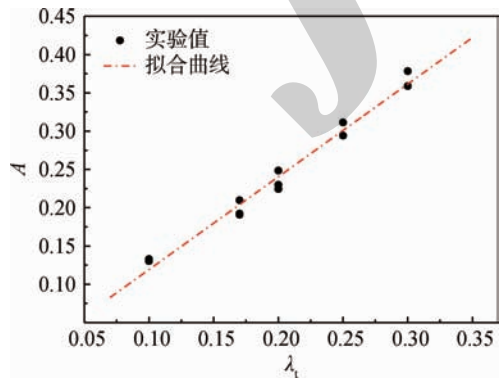


图 9 A 随 λ_t 的变化规律
Fig. 9 Variation of A with λ_t

3.6 流阻系数 ξ

流阻系数 $\xi = (p_{t,in} - p_{out}) / 0.5(\rho\omega^2 r_p^2)$ 常被用来衡量流体的流通能力,式中 $p_{t,in}$ 为预旋进口

总压, p_{out} 为转静盘缘出口静压。图 10 为流阻系数 ξ 随 λ_t 的变化关系。如图所示, ξ 随 λ_t 增大呈上升趋势,总压损失加大。图中绘制出了拟合曲线,拟合所得实验关联式: $\xi=305.559\lambda_t^{2.289}$,相关系数为 0.9985。

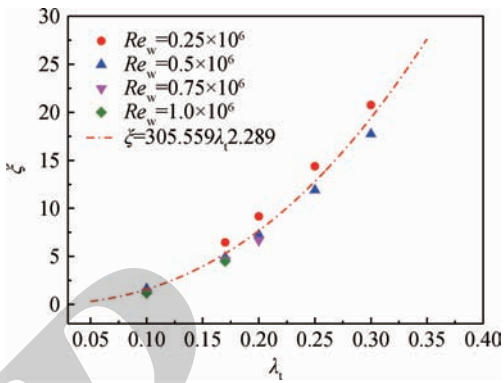


图 10 ξ 随 λ_t 的变化规律
Fig. 10 Variation of ξ with λ_t

3.7 预旋孔排气系数 C_d

预旋孔排气系数 C_d 定义式如下:

$$C_d = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{idea}} = \frac{N_p A_p p_{t,in}}{\sqrt{R_g T_0^*} \sqrt{\gamma - 1} \left[\left(\frac{p_p}{p_{t,in}} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_p}{p_{t,in}} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \tag{5}$$

式中 N_p 为预旋孔数目, A_p 为单个预旋孔面积, R_g 为空气气体常数, γ 为比热比, T_0^* 为预旋孔进口总温。

图 11 为预旋孔排气系数 C_d 随预旋孔进出口压比 π 的变化关系。如图所示,本文中压比 π 在 1.01~1.15 范围内, C_d 随 π 增加整体稍有提高,流通能力有所增强。

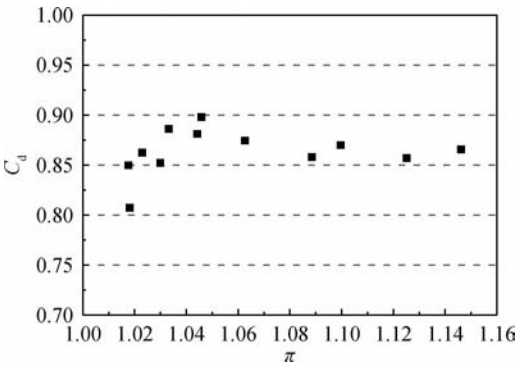


图 11 C_d 随 π 的变化规律
Fig. 11 Variation of C_d with π

4 结 论

本文利用实验方法对带盖盘 45°预旋进气系统的预旋腔和转静腔内流动特性进行了研究,在 $0.25 \times 10^6 < Re_w < 1.0 \times 10^6$, $0.1 < \lambda_i < 0.3$, $0.78 < \beta_p < 3.09$ 范围内得到了高转速下静盘表面的静压分布、中心面的总压分布、腔内流阻系数及预旋孔排气系数的变化规律。主要结论如下:

- 1) 腔内离心增压效应 ($dp/dr = \rho V_{\varphi,p}^2/r$) 显著,出气流量分配对静盘壁面静压及中心面 ($z/S=0.326$) 总压影响较小。
- 2) 湍流参数 λ_i 是腔内流动特性的主要影响参数之一。转静腔内以自由涡结构为主,预旋腔内主要为回流区和低压区结构。
- 3) 流阻系数 ξ 随湍流参数 λ_i 变大上升显著,总压损失增大。本文中进气压比 π 处于 $1.01 \sim 1.15$,排气系数 C_d 随 π 增大而有所增加。

参考文献:

[1] ZIMMERMANN H. Some aerodynamic aspects of engine secondary air systems[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,1989,112(2):223-228.

[2] POPP O,ZIMMERMAN H,KUTZ J. CFD analysis of cover-plate receiver flow[R]. ASME Paper 96-GT-357,1996.

[3] KARABAY H,CHEN J X,PILBROW R,et al. Flow in a “cover-plate” pre-swirl rotor-stator system[R]. ASME Paper 97-GT-243,1997.

[4] PILBROW R,KARABAY H,WILSON M,et al. Heat transfer in a “cover-plate” pre-swirl rotating disc system [R]. ASME Paper 98-GT-113,1998.

[5] KARABAY H,PILBROW R,WILSON M,et al. Performance of pre-swirl rotating-disc systems[R]. ASME Paper 99-GT-197,1999.

[6] MEIERHOFER B,FRANKLIN C J. An investigation of a pre-swirled cooling airflow to a turbine disc by measuring the air temperature in the rotating channels[R]. ASME Paper 81-GT-132,1981.

[7] EL-OUN Z B,OWEN J M. Pre-swirl blade-cooling effec-

tiveness in an adiabatic rotor-stator system[J]. Journal of Turbomachinery,1989,111(4):522-529.

[8] YAN Y,GORD M F,LOCK G D,et al. Fluid dynamics of a pre-swirl rotor-stator system[J]. Journal of Turbomachinery,2003,125(4):805-813.

[9] 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 pre-swirl system[J]. Journal of Aerospace Power,2010,25(11):2498-2506. (in Chinese)

[10] 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)

[11] 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)

[12] 朱强华. 预旋孔径向位置变化对转-静盘腔内换热影响的研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2006.

ZHU Qianghua. Studies of the heat transfer in a rotor-stator cavity with the change of the radial position of pre-swirl nozzle[D]. Nanjing:Nanjing University of Aeronautics and Astronautics,2006. (in Chinese)

[13] 蔡旭,徐国强,罗翔,等. 直接供气预旋转静系流动特性的实验[J]. 航空动力学报,2012,27(10):2222-2228.

CAI Xu,XU Guoqiang,LUO Xiang,et al. Experiment of flow characteristics of direct transfer pre-swirl system[J]. Journal of Aerospace Power,2012,27(10):2222-2228. (in Chinese)

[14] LEWIS P,WILSON M,LOCK G,et al. Effect of radial location of nozzles on performance of pre-swirl systems[J]. Journal of Power and Energy,2009,223(2):179-190.

[15] WILSON M,PILBROW R,OWEN J M. Flow and heat transfer in a preswirl rotor-stator system [R]. ASME Paper 95-GT-239,1995.

(编辑:陈 越)