

反旋喷嘴进气旋转盘腔压力损失特性

呼艳丽¹, 郭文¹, 王蕾², 罗翔²

(1. 中国航空工业集团公司 中国燃气涡轮研究院, 成都 610500;

2. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

摘 要: 针对旋转盘腔的压力损失问题, 利用反旋喷嘴改变进入旋转盘腔的气流的切向速度, 减少旋转腔内涡的生成, 从而减小气体流经旋转盘腔的压力损失. 通过实验的方法测得反旋进气条件下的流阻特性, 应用 $k-\omega$ SST 模型模拟了不同工况下腔内的流场. 研究表明: 旋转盘腔内的压降由湍流参数和掺混后旋流系数共同控制. 喷嘴自身压降所占比例为极大值时, 腔内无大涡出现, 而在非极大值的工况下, 腔内均为对涡的流动结构.

关 键 词: 旋转盘腔; 径向内流; 反旋喷嘴; 压力损失; 旋流系数; 流动结构

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Pressure loss characteristics in a rotating cavity with de-swirled nozzles

HU Yan-li¹, GUO Wen¹, WANG Lei², LUO Xiang²

(1. China Gas Turbine Establishment,

Aviation Industry Corporation of China, Chengdu 610500, China;

2. School of Energy and Power Engineering,

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

Abstract: De-swirled nozzles were fitted in a rotating cavity to reduce the inlet flow tangential velocity thus to reduce the pressure loss associated with radial inflow in the cavity. In this work, experiments were conducted to measure the pressure difference through the test rig and $k-\omega$ SST model was applied to simulate the flow structures. Experimental results revealed that the proportion of pressure loss through nozzles to the overall pressure loss through test rig exists maximum and non-maximum conditions. While the proportion of pressure loss through nozzles to the overall pressure loss reaches the top there are no large scale vortex. In the other conditions there are always two large scale vortexes in the cavity, which lead to the largest pressure loss in the rotating cavity.

Key words: rotating cavity; radial inflow; de-swirl nozzles; pressure loss; swirl ratio; flow structure

用于冷却航空发动机涡轮部件的气体通常从压气机的两个对转的旋转盘中径向引出, 在这种径向进气的旋转盘腔中, 转盘的旋转使得气流在腔内进口处的切向速度不小于转盘的当地旋转速度, 受到径向哥氏力和离心力的影响, 造成较大的腔内压力损失, 降低了冷却气流的品质. 对于径向

内流旋转盘腔中的流动, Bennetts 等^[1] 和 Chew 等^[2] 对层流状态下腔内的流场进行了数值研究, Owen 等^[3] 通过求解线性和非线性埃克曼方程得到了腔内的速度分布和压力分布. Firouzian 等^[4-5] 通过实验测量发现腔内压降可达刚体转动的 20 倍之多, 其结果与求解线性埃克曼层方程的

解相符. 文献[6-7]提供了估计真实复杂情况下径向内流旋转系统的总压降的方法.

减小腔内压降的措施可以分为管式减涡系统和非管式减涡系统,其目的均为抑制自由涡对腔内流动的影响. 管式减涡系统是通过在低半径处安装减涡管的方法来减小压降,Peitsch 等^[8]和 André 等^[9]分别通过数值模拟和实验的方法得到不同结构减涡管的减阻特性. 宁博等^[10]实验研究了不同鼓筒孔截面形状、不同减涡管长以及两种结构共同作用下对旋转盘腔内的减阻效果. 而非管式减涡系统,通过在进口处安装肋片或者反旋喷嘴改变进入盘腔的切向速度,削弱旋转带来的影响. Young 等^[11]利用商业计算流体力学(CFD)软件对旋转腔引气通道进行了优化研究,发现压差损失随孔通道气流旋流系数单调增加,同时在孔通道存在回流现象. Chew 等^[12-13]利用实验和数值模拟相结合的方法研究了在旋转盘腔内安装肋片对减小压降的影响. Farthing 等^[14-15]通过求解线性和非线性方程及实验的方法,得到了不计喷嘴自身压降时,反旋喷嘴能够使腔内压降有效降至0,且当转速恒定时,压降与流量成S型曲线(即同一压降对应3个不同的流量). 黄爱霞等^[16]针对反旋喷嘴旋转盘腔进行了数值研究,揭示了冷气流量、湍流参数等因素对盘腔内流动的影响. Pfitzner 等^[17]分析对比了管式减涡器和无管式减

涡器各自的优缺点,着重介绍了无管式减涡器在航空发动机中的应用.

本文通过实验测量得到盘腔内压力的特性曲线,得到了压力系数随湍流参数、旋流系数的变化趋势;应用 $k-\omega$ SST 模型模拟了不同工况下腔内的流场,对反旋进气旋转盘腔内的减阻机理进行了研究,为发动机空气系统的设计提供参考.

1 研究方法

1.1 实验系统

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旋转换热多功能实验台上进行. 实验系统如图1所示,主要由供气系统、动力系统、实验件和测试系统组成.

实验供气由一台可在大流量下持续工作的压缩机将室外空气压缩后,经过储存、过滤和稳压后流入导流锥,由管流变为水平环形均匀流,通过周向均布的喷嘴进入旋转腔,最后流入轴心经由一段管路排入大气. 实验件由一台 Z4-132-3 型直流电机驱动,其转速由电磁调速器进行调节和控制,使主轴转速可在 $0 \sim 3600 \text{ r/min}$ 内连续变化.

实验中的气流流量由 ST98 型热式流量计进行测量,测量精度为 $\pm 1\%$,读数精度为 $0.5\% \text{ FS}$. 转速测量使用的是 P+F OBT200-18GM60-E5 漫射型红外光电传感器. 为分析反旋喷嘴对径

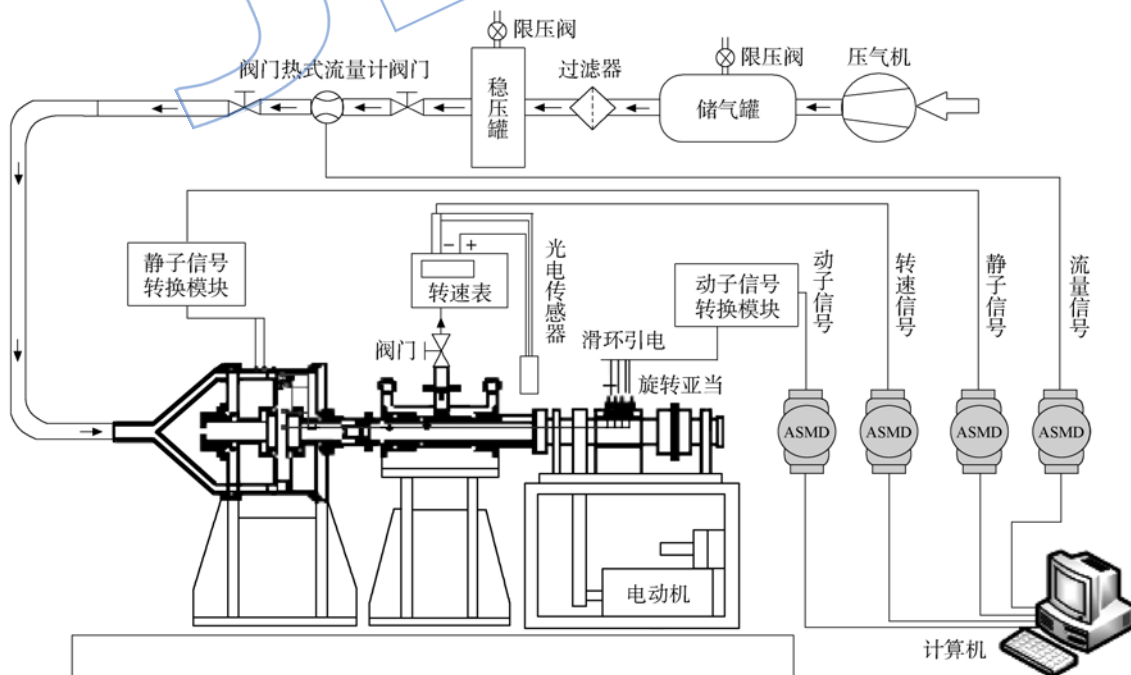


图1 实验系统示意图

Fig. 1 Schematic of experimental system

向内流旋转盘腔的减阻效果,需要测量旋转盘腔的进、出口总压,考虑到喷嘴本身的压力损失,因此也需要对喷嘴的进出口总压进行测量.实验的测点布置见图2.对于静止件上的压力,实验中采用 Honeywell26PC 型压力传感器测量,测量精度为2%.而旋转件上的压力,要求传感器的引脚能够抵抗旋转振动且压力膜片对于离心力不敏感,因此选取无引线连接、加速度不敏感型压力传感器 KuliteXTL-140 型压力传感器进行测量,其测量精度为1.5%.在实验中,传感器探头紧贴壁面,测量得到该处的静压,从数值计算和实验工况下的估算表明,主流平均速度不超 20 m/s ($Ma \approx 0.059$),因此可以认为是低速不可压流动,总压与静压的差异不超过 0.25 kPa,在传感器的测量误差范围内,故在本文的分析中使用静压进行分析得到的规律与总压的变化规律一致.在后文中,统一使用实验测得的静压进行分析.

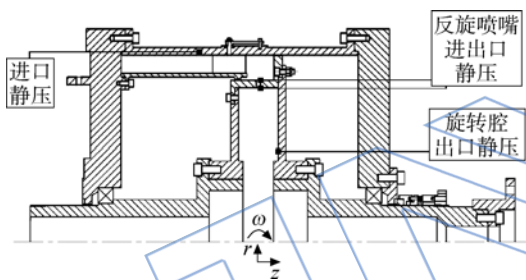


图2 测点布置图

Fig. 2 Measurement setups

在实验件的鼓筒上周向均布 30 排喷嘴孔,每排 3 个喷嘴,反旋喷嘴与旋转盘切向的夹角 θ 为 $90^\circ, 60^\circ, 30^\circ$ 三种,控制流量从 100 kg/h 到 500 kg/h 变化,最高转速为 2500 r/min,相对应的流量系数和旋转雷诺数的变化范围为 $7.96 \times 10^3 < C_w < 46.35 \times 10^3$, $1.24 \times 10^5 < Re_\omega < 6.21 \times 10^5$,湍流参数的变化范围为 $0.1 < \lambda_t < 1.5$,旋流系数的变化范围为 $-0.7 < c < 1$.各参数的定义为:无量纲流量系数 $C_w = m / \mu b$, m 为冷气质量流量, μ 为流体的动力黏度, b 为盘腔外径 ($b = 191.5$ mm);旋转雷诺数 $Re_\omega = \omega b^2 / \nu$, ω 为转速, ν 为流体的运动黏度;湍流参数 $\lambda_t = C_w / Re_\omega^{0.8}$;旋流系数 $c = V_\phi / \omega b$, V_ϕ 为流体的切向速度分量.

1.2 误差分析

实验中,直接测量的物理量有压力、流量、转速、温度等.

定义压力系数 $C_p = 2(p_b - p_0) / \rho \omega^2 b^2$,其中

p_b 和 p_0 分别为盘腔的进出口静压.

根据压力系数的定义以及误差传递原理,忽略流体的物性参数和几何参数的误差,有

$$\frac{\Delta C_p}{C_p} = \sqrt{\left(\frac{p}{C_p}\right)^2 \left(\frac{\partial C_p}{\partial p}\right)^2 \left(\frac{\Delta p}{p}\right)^2 + \left(\frac{\omega}{C_p}\right)^2 \left(\frac{\partial C_p}{\partial \omega}\right)^2 \left(\frac{\Delta \omega}{\omega}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{\Delta p}{p}\right)^2 + \left(\frac{\Delta \omega}{\omega}\right)^2} \quad (1)$$

压力测量的精度在 2% 以内,考虑实验台振动,气流波动引起的误差在 3% 以内,传感器在实验前进行标定,零点漂移造成的最大测量误差不超过 $\pm 0.5\%$.转盘转速通过光电开关配合数字显示表测定,其中光电开关的误差可以忽略,数字显示表的最大量程为 0~9999 r/min,精度为 0.2% FS ± 1 .实验中转盘转速范围为 1000~2500 r/min,数字表的使用量程为 3500 r/min,由此确定转速的绝对误差为 ± 8 r/min,相对误差范围为 $\pm 0.32\% \sim \pm 0.8\%$.由上式可得压力系数的误差为 3.32%.

1.3 数值方法及验证

以实验件真实尺寸建立三维几何模型,选取圆周的 1/30 划分网格,计算域为流体域.计算域的网格划分如图3所示,为更好地模拟旋转边界对流动的影响,设置转盘表面第1层网格厚度为 0.05,边界层内以 1.05 的增长比例布置 10 层网格.为验证网格无关性,对边界层网格和计算域的网格进行加密处理,使得网格数量从 20 万到 70 万变化,监测腔内某点的压力.经验证,最终选择的计算网格为 60.6 万.应用 $k-\omega$ SST 湍流模型,近壁面采用标准壁面函数,2 阶迎风格式离散化,收敛条件为最大残差小于 10^{-5} ,监控点压力值偏

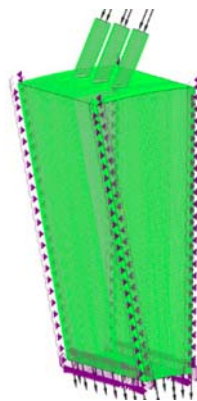


图3 计算域网格

Fig. 3 Meshes in the computational domain

差小于 10^{-3} . 入口设置为质量流量, 出口采用压力出口. 流体域设置转速, 壁面采用相对流体域静止的无滑移边界条件.

图4为垂直进气条件下, 流量为 100 kg/h 时不同转速下数值计算和实验得到的腔内压降. 从图中可以看出, 计算得到的变化趋势与实验结果大致相同, 其最大差值不超过 11% . 因此, 数值方法的可靠性得到验证, 通过数值模拟得到的反旋进气下的流场, 可以辅助分析盘腔内的流动.

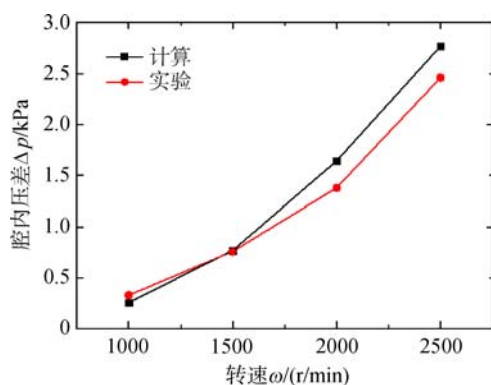


图4 数值模拟和实验结果的对比

Fig. 4 Comparison of numerical results and experimental results

2 结果与分析

2.1 反旋进气时腔内流动结构

径向内流旋转盘腔内的流动属于典型的旋转系问题, 受离心力、哥氏力和黏性力的影响, 呈现源-汇流动结构^[18], 而标准的源-汇流动(存在清晰的源区、汇区、埃克曼层和无黏核心区)只有在较小流量和适当旋转雷诺数下存在, 随着流量系数和旋转雷诺数的增大, 各种扰动使得流动变得不稳定, 进而出现源区充满旋转腔的情况. 于霄等^[19]用 PIV 技术测量得到在流量相对较大的情况下的存在回流区, 源区充满旋转腔的流动结构.

在本实验中, 由于实验设备的限制, 流量相对转速来说较大, 在这种情况下, 根据 Owen 有关源区位置的理论解以及于霄实验工况的对比可知, 在本实验工况下, 腔内流动结构属于源区占满这个腔体的形式. 对于不同进气条件下, 源区的结构有所不同, 通过数值模拟可以得到更加详细的源区的流动信息.

为了探究反旋进气时腔内的流阻特性, 实验测量了反旋进气的条件下 ($\theta = 60^\circ$ 反旋喷嘴) 实验件进口、喷嘴出口及盘腔出口处 (取 $r/b =$

0.5 处) 的压力值, 得到了压力随流量和转速的变化趋势.

图5为压力特性曲线图, 图5(a)~图5(e)为流量从 $100 \sim 500 \text{ kg/h}$ 时进口压力、喷嘴出口压力和盘腔出口压力随转速变化的曲线图, 图5(f)为流体流经喷嘴造成的压降占总压降的百分比. 从图中可以看出, 当流量低于 200 kg/h 时 ($m = 100 \text{ kg/h}$), 压力随着转速的增大而单调增加. 在实验中, 出口为大气压力, 进口的压力由两方面决定, 一方面进口气流具有一定的初始静压和初速度, 另外一方面出口的压力和腔内流动过程中与壁面摩擦的损失及形成旋涡造成的损失使得进口的反压受到影响. 在同一流量下, 进口处的初始静压和初速度相同, 其反压反应了流体在流动过程中受到的阻力情况. 因此在小流量下, 旋转带来的离心力和哥氏力占主导地位, 随着转速的增大, 流体受旋转的影响, 切向速度分量增大, 径向哥氏力增大, 所以各个位置处的反压随转速的增大而单调增加. 当流量超过一定数值之后 (在实验中反映为流量超过 200 kg/h), 流体的惯性相对低流量时增大, 进口气流的惯性作用能够抵消部分由于旋转带来的流阻, 所以在低转速时, 各个位置的反压随着转速的增大先减小, 直至惯性作用与旋转带来的阻力相当时, 反压达到最小值, 但是随着转速进一步增大, 旋转带来的流阻开始占主导地位时, 反压转为逐渐增大.

由于喷嘴自身的流动损失及腔内流动的复杂性, 喷嘴出口的压力在一些工况下大于盘腔出口的压力. 为了便于分析, 计算出喷嘴内的压降和总压降, 两者的比值在不同流量下随转速的变化趋势如图5(f)所示. 对比图5(a)到图5(e)可以看出, 当压力处在最小值时, 流体流经喷嘴造成的压降占总压降的百分比达到最大, 且大于1, 这说明流体在旋转腔内的压力有所升高. 实验中压力传感器的感压元件紧贴壁面, 测得的压力为流体的静压, 一方面流体反旋进入盘腔后的掺混使得腔内流体的切向速度有效减小, 另外一方面从喷嘴进入腔内, 流通面积增大, 绝对速度减小, 因此静压增大.

将图5(b)~图5(e)中的最小值的工况点 (即图5(f)中的最大值的工况点) 称为极值点, 其他工况点称为非极值点. 通过分析数值模拟得到的流场图, 对比极值点和非极值点工况下的流场 (图6) 可以看出, 流体在各个工况下均为源区充满整个腔体的流动结构, 即不存在流体全部被转盘两

侧吸附的情况,这与理论分析得到的结果相同.另外,极值点的工况下和非极值点的工况下,出现了差别明显的流动结构.在非极值点的工况下,腔内存在两个大的回流涡,由于喷嘴的轴向分布相对两转盘不对称,腔内的涡也呈现不对称分布.在这种结构下,腔内的流动损失较大,因此喷嘴的压降所占百分比小.而在极值点,无大涡的存在,腔内的涡流主要为流通面积突变造成的小的回流

区,流体从喷嘴进入腔体,直接径向流出.在这个过程中,流动损失很小,速度具有小幅度增大,而实验中测量得到的压力为静压,故腔内测得的压力有所上升,使得喷嘴压降所占百分比大于1.

需要说明的是,在相同的湍流参数下,均会出现极值点和非极值点这两种流动结构,这表明湍流参数并不能完全控制腔内的流动结构.而仅知道喷嘴的角度,也不能得到进口旋流系数,因为通

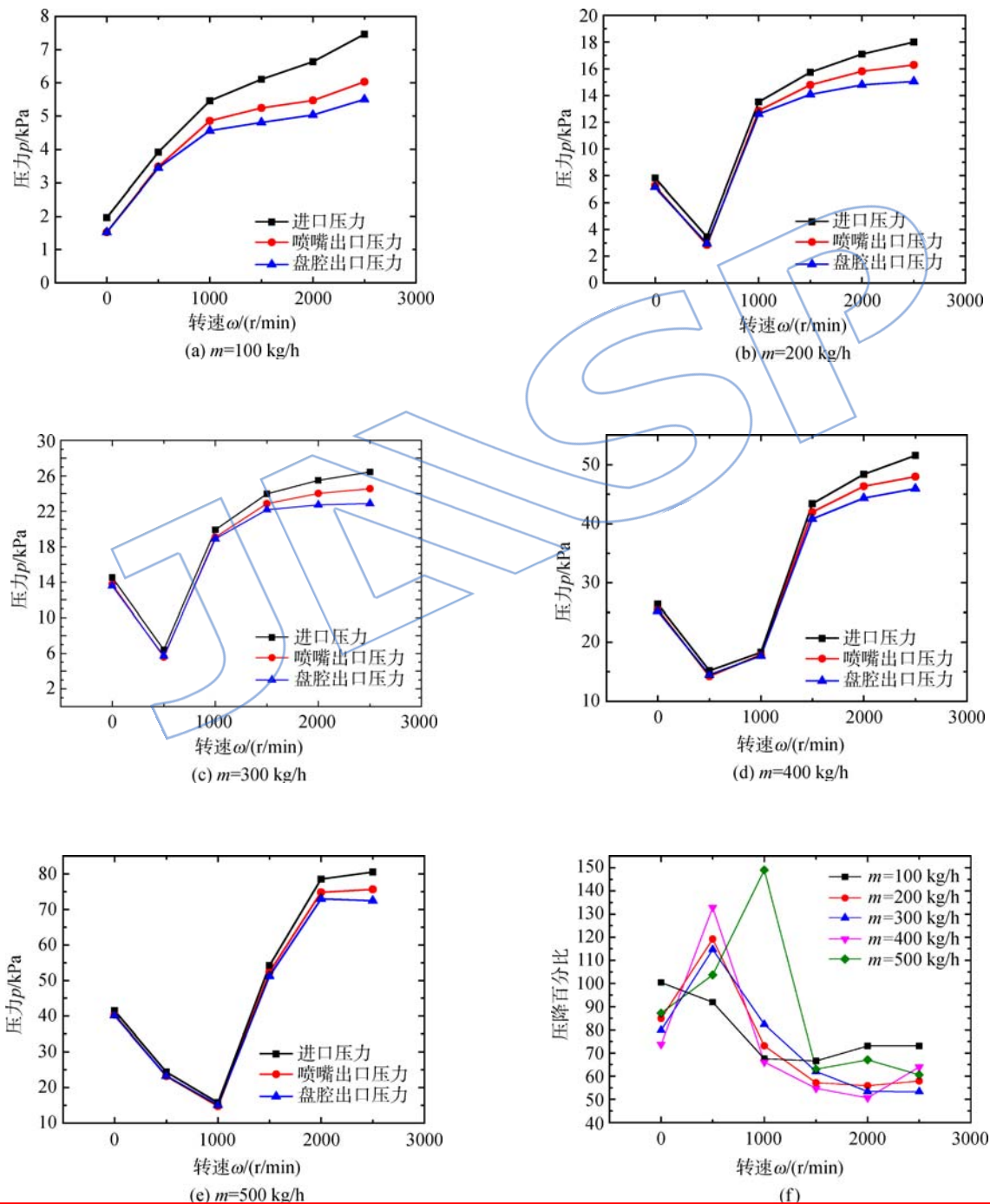


图5 压力特性曲线图

Fig. 5 Pressure distributions

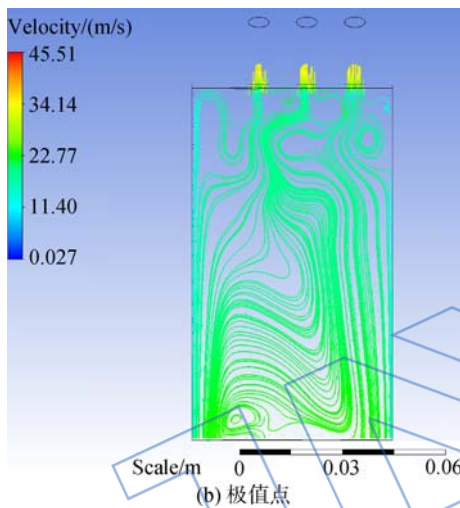
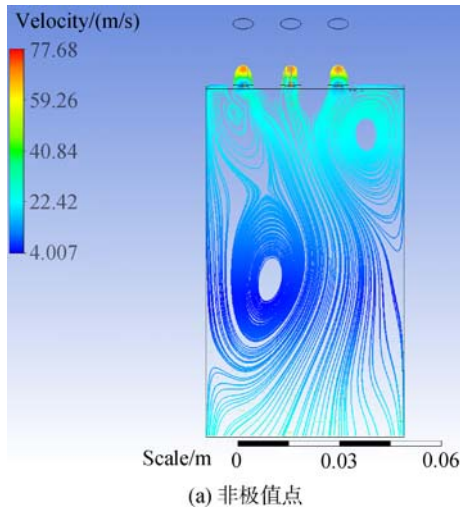


图 6 腔内流动结构

Fig. 6 Flow structure in the cavity

过喷嘴的做功,以及在盘腔进口处流体的掺混,在不同工况下,盘腔进口区域的有效旋流系数已经发生了改变。

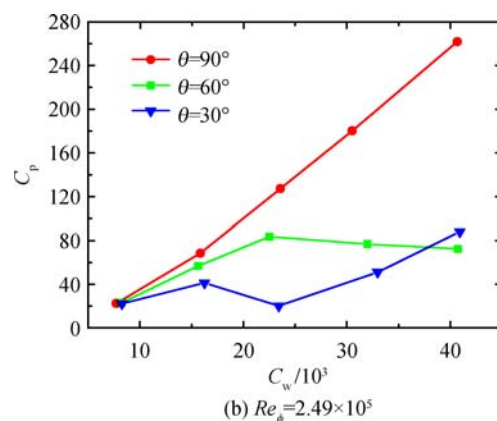
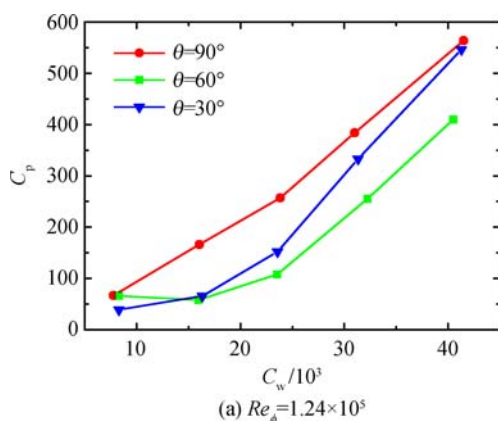
2.2 不同反旋角度下的腔内压降

由 Owen 的研究可知,在旋转系内的流动中,

流动阻力由 λ_i, c, G (间隙比) 决定,即流动阻力由惯性力与黏性力之比、进气条件以及盘腔的形状决定。在本文的研究中,重点观察进气条件对于流动阻力的影响。惯性力与黏性力之比决定了旋转系内的流动结构,而进气条件、盘腔的形状决定了各流动特征所处的位置。也可理解为,惯性力与黏性力之比决定了涡的数量,而进气和盘腔形状决定涡的位置。

图 7 所示为不同反旋角度下压力系数的特性曲线。从图 7(a)~图 7(e) 中可以看出,除了个别工况下 ($Re_w = 1.24 \times 10^5$ 和 $Re_w = 3.79 \times 10^5$ 下 $\theta = 60^\circ, 30^\circ$ 进气条件时),在相同的转速下,压差随流量的增大单调增加,这是由于流量的增加增大了摩擦阻力。对比不同进气条件下的压差,可以发现 $\theta = 60^\circ, 30^\circ$ 进气条件下的压差均小于垂直进气下的压差,这初步证明了反旋进气对于减小压降的效果,并且随着转速的增大,压差的减小的趋势在增大,在某一工况下达到最大值。当旋转雷诺数超过 4.97×10^5 时,不同角度的反旋进气之间的压差并没有太大差别,流体在进口处与腔内的流体发生了掺混,切向速度发生改变。因此,压降的衡量不能仅从雷诺系数和流量系数入手。

图 7(f) 示出在不同的反旋角度下压力系数随湍流参数的变化曲线,可以看出,总的来说反旋进气能够有效减小流动阻力,在湍流参数 λ_i 小于 0.25 时,不同反旋角度下的压力系数基本相等,当湍流参数介于 0.25 到 0.45 之间时,不同反旋角度下的压力系数虽然出现了较大差别,但是变化趋势具有较好的一致性。当湍流参数大于 0.45 时, $\theta = 90^\circ$ 进气的压力系数明显大于反旋进气的压力系数。在航空发动机中,湍流参数在 0.3 附近,因此湍流参数大于 0.45 的结果在此不做深入研究。



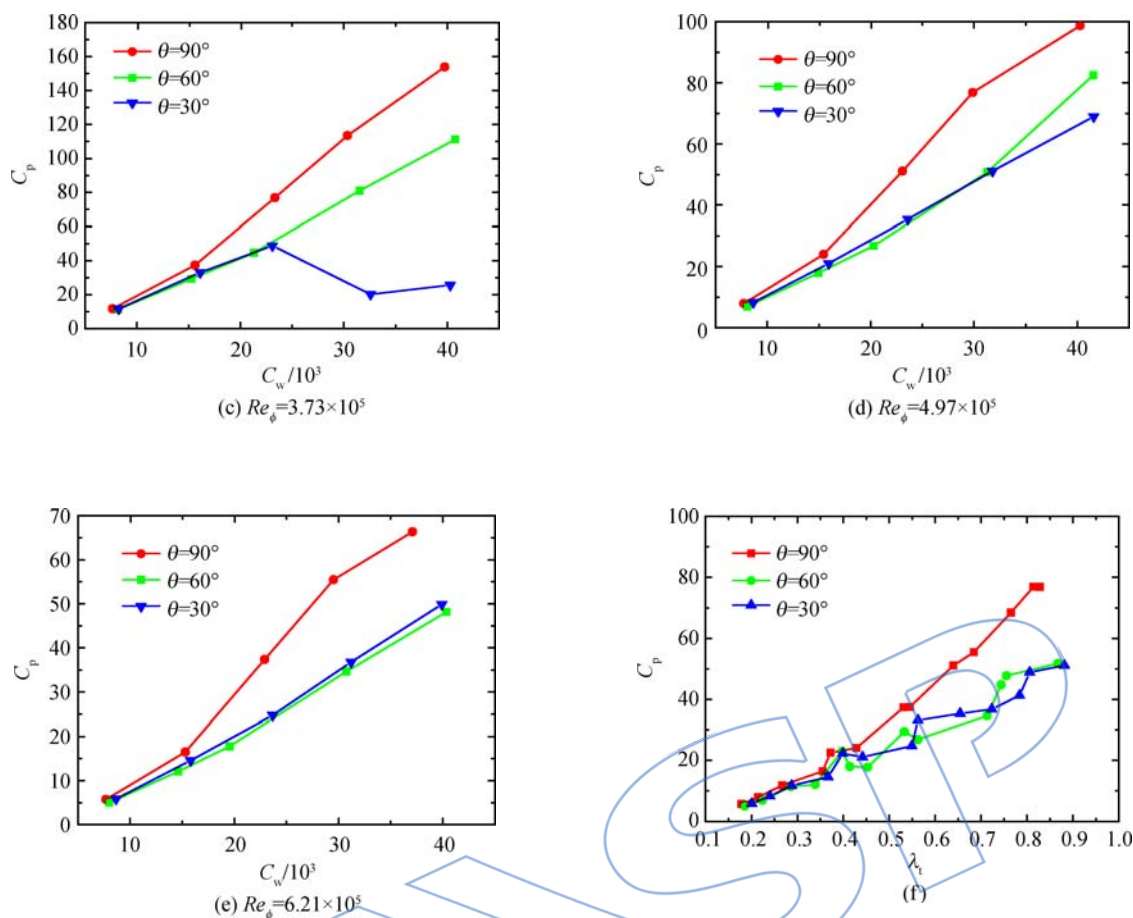


图7 不同反旋角度下压力系数的特性曲线

Fig. 7 Effect of de-swirled nozzles to pressure coefficient

以上研究再次表明,反旋角度并不能决定腔内的旋流系数,因此在设计反旋喷嘴的时候为了达到最佳减阻效果,应结合旋转雷诺数、流量系数和间隙比,得到腔内的流动形式,通过分析求解腔内入口处的流动掺混,得到腔内旋流系数与喷嘴角度的关系,从而进行设计。

3 结论

本文通过实验和数值相结合的方法得到了反旋进气条件下的压力特性,通过对结果的分析,可以得到如下结论:

1) 反旋进气条件下,腔内流动为源区充满整个旋转腔的流动结构,其具体结构在不同工况下呈现两种差异较明显的形式.在非极值点工况下,两个大涡充满腔体,腔内流动损失较大;在极值点工况下,腔内无明显大涡,腔内流动损失达到最小值。

2) 反旋进气($\theta=60^\circ, 30^\circ$)能够有效减小流动阻力.在湍流参数 λ_t 小于 0.25 时,不同反旋角度下的压力系数基本相等,当湍流参数介于 0.25 到

0.45 之间时,不同反旋角度下的压力系数虽然出现了较大差别,但是变化趋势具有较好的一致性。

3) 压力系数由湍流参数和掺混后的旋流系数共同决定。

参考文献:

- [1] Bennetts D A, Jackson W D N. Source-sink flows in a rotating annulus-a combined laboratory and numerical study [J]. Journal of Fluid Mechanical, 1974, 66(4): 689-705.
- [2] Chew J W, Owen J M, Pincombe J R. Numerical predictions for laminar source sink flow in a rotating cylindrical cavity [J]. Journal of Fluid Mechanical, 1984, 143: 451-466.
- [3] Owen J M, Pincombe J R, Rogers R H. Source-sink flow inside a rotating cylindrical cavity [J]. Journal of Fluid Mechanical, 1985, 155: 233-265.
- [4] Firouzian M, Owen J M, Pincombe J R, et al. Flow and heat transfer in a rotating cylindrical cavity with a radial inflow of fluid: Part 1 the flow structure [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 1985, 6(4): 228-234.
- [5] Firouzian M, Owen J M, Pincombe J R, et al. Flow and heat transfer in a rotating cylindrical cavity with a radial inflow of fluid: Part 2 velocity, pressure and heat transfer

- measurements[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 1986, 7(1): 21-27.
- [6] Chew J W, Snell R J. Prediction of the pressure distribution for radial inflow between co-rotating discs[R]. ASME Paper 1988-GT-90464, 1988.
- [7] Brillert D, Lieser D, Reichert A W, et al. Total pressure losses in rotor systems with radial inflow[R]. ASME Paper 2000-GT-283, 2000.
- [8] Peitsch D, Stein M, Hein S, et al. Numerical investigation of vortex reducer flows in the high pressure compressor of modern aeroengines [R]. ASME Paper 2002-GT-30674, 2002.
- [9] André G, Wieland U, Erwin K, et al. Experimental analysis of varied vortex reducer configurations for the internal air system of jet engine gas turbines [R]. ASME GT2008-50738, 2008.
- [10] NING Bo, LUO Xiang, FENG Ye, et al. Study on total pressure losses characteristics of rotating cavity with radial inflow of different drum hole shape[J]. Advanced Materials Research, 2013, 663, 483-489.
- [11] Young Colin, Snowsill G D. CFD optimization of cooling air offtake passages within rotor cavities[J]. Journal of Turbomachinery, 2003, 125(2): 380-386.
- [12] Chew J W, Snell R J. Prediction of the pressure distribution for radial inflow between co-rotating discs[R]. ASME Paper 88-GT-61, 1988.
- [13] Chew J W, Farthing P R, Owen J M, et al. The use of fins to reduce the pressure drop in a rotating cavity with radial inflow[R]. ASME Paper 88-GT-58, 1988.
- [14] Farthing P R, Chew J W, Owen J M. The use of de-swirl nozzles to reduce the pressure drop in a rotating cavity with a radial inflow[J]. Journal of Turbomachinery, 1991, 113(1): 106-114.
- [15] Farthing P R, Owen J M. De-swirled radial inflow in a rotating cavity[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 1991, 12(1): 63-70.
- [16] 黄爱霞, 王锁芳. 反旋进气盘腔内流动与换热的数值模拟[J]. 航空动力学报, 2008, 23(9): 1684-1688.
- HUANG Aixia, WANG Suofang. Numerical simulation of flow and heat transfer inside co-rotating disc cavity with de-swirled radial inflow[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(9): 1684-1688. (in Chinese)
- [17] Pfitzner M, Waschka W. Development of an aeroengine secondary air system employing vortex reducers[C]//Proceedings of 22th Congress of International Council of Aeronautical Sciences. Harrogate, UK: ICAS, 2000: 511. 1-511. 10.
- [18] Hide R. On source-sink flows in a rotating fluid[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1968, 32(4): 737-764.
- [19] 于霄, 罗翔, 徐国强, 等. 用 PIV 技术测量径向进气旋转盘腔内的流动[J]. 航空动力学报, 2009, 24(11): 2483-2488.
- YU Xiao, LUO Xiang, XU Guoqiang, et al. Particle image velocimetry (PIV) measurements of the flow in a rotating cavity with a radial inflow[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(11): 2483-2488. (in Chinese)

(编辑: 秦理曼)