

文章编号: 1000 8055(2008)09 1684-05

反旋进气盘腔内流动与换热的数值模拟

黄爱霞, 王锁芳

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 应用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型对围屏上带反旋喷嘴的径向内流旋转涡轮盘腔内的流动与换热进行了数值模拟, 揭示了盘腔内的压力损失及冷气流量、旋转雷诺数、湍流参数等因素对盘腔内流动换热的影响。计算结果表明: 盘腔内的流动结构主要由湍流参数决定; 在某一旋转雷诺数下盘腔内压力损失随冷气流量的增大而呈现 S 型变化; 反旋喷嘴的应用能有效地降低盘腔内的压力损失; 转盘附近的努赛尔数随冷气流量及旋转雷诺数的增大而增大。

关 键 词: 旋转盘腔; 反旋; 流动; 传热; 数值分析

中图分类号: V232.3

文献标识码: A

Numerical simulation of flow and heat transfer inside co-rotating disc cavity with de-swirled radial inflow

HUANG Aixia, WANG Suofang

(College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: Numerical simulations were carried out to study the flow and heat transfer characteristics inside co-rotating disc cavity. The RNG turbulence model was applied to investigate the pressure loss across the disc cavity and the influences of non-dimensional mass flow coefficient, rotational Reynolds number and turbulent flow parameter on the flow and heat transfer. Results show that flow structure inside the cavity is mainly decided by turbulence flow parameter; under a constant value of rotational Reynolds number and the variation of flow rate, the pressure drop exhibits an “S curve” behavior in which there are three different values of flow rate for each value of pressure drop; the pressure drop across the cavity can be effectively reduced with the use of de-swirled nozzles; the Nusselt number rises with the increase of non-dimensional mass flow coefficient and rotational Reynolds number.

Key words: rotating cavity; de-swirl; flow; heat transfer; numerical simulation

近年来针对共转涡轮盘腔的研究主要集中于轴向贯通流、轴向进气径向出流、径向出流的转腔模型^[1-2], 而针对径向内流的转腔模型开展的研究却很少。实际上在燃气涡轮发动机中冷却涡轮的冷气是从径向内流的压气机中引出的, 在大引气量下, 由哥氏力造成的压力降也很大, 往往不可忽视。因此针对这一情形国际上以 Owen 为代表的

学者便利用反旋喷嘴来有效地抑制径向哥氏力的作用, 以期减少压力损失。

反旋喷嘴是以一定角度安装在旋转盘腔外围屏上(与盘腔切向之间有一定夹角), 冷气通过这些反旋喷嘴进入旋转盘腔, 将产生一个切向的进气分速度, 而方向却与盘的转动方向相反。Owen, Farthing^[3-4]通过理论分析结合实验的方法研究

收稿日期: 2007-09-06; 修订日期: 2007-11-12

作者简介: 黄爱霞(1982-), 女, 江苏东台人, 硕士生, 主要从事传热方向研究。

了径向内流结构下, 冷气流量和盘的旋转速度对盘腔内压力降的影响。德国学者 Peitsch 和 Friedl^[5] 将反旋喷嘴应用到某型发动机上, 通过实验发现反旋喷嘴的引入能吸收流体的能量, 降低下游盘表面的冷气温度, 提高涡轮效率。在此基础上本文通过使用计算流体力学(CFD) 的方法, 对带反旋喷嘴的径向内流转腔模型开展数值计算, 以期更好地综合分析径向内流转腔内流体的结构、速度和压力降、转盘表面换热的变化情况。

1 控制方程

在圆柱坐标系下, 流动传热的控制方程如下:

$$\frac{\partial}{\partial z}(\rho u \phi) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta}(r \rho v \phi) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta}(\rho w \phi) = \frac{\partial}{\partial z}\left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial z}\right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}\left(\Gamma r \frac{\partial \phi}{\partial r}\right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta}\left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial \theta}\right) + S \tag{1}$$

式中 Γ, S 分别为变量 $\phi(u, v, w, T, k, \epsilon)$ 所对应的广义扩散系数和源项。

采用 RNG $k-\epsilon$ 两方程模型, 在近壁区采用壁面函数法进行处理。

2 计算模型和边界条件

2.1 物理模型

图 1 所示为带反旋喷嘴的径向内流共转盘腔结构示意图。盘腔由两个外半径为 381 mm 的钢制圆盘、用泡沫材料制成的围屏组成, 围屏中轴面上分布了 30 个直径为 28.6 mm 的孔。反旋喷嘴以与盘腔切向成 $\theta=30^\circ$ 角安装在与盘共同旋转的围屏上。两转盘的轴向间距为 $s=102\text{ mm}$ 。

2.2 几何模型

根据上述物理模型得到用于数值模拟计算简化后的共转盘腔三维模型。因为中心叶片对盘腔下游造成的影响很小, 因此盘腔网格模型的内半径选在半径 165 mm 处, 如图 2 所示。由于旋转盘腔具有周期性变化的特征, 本文的计算模型仅选择整个盘腔的 $1/30$ 区域, 这样可以大大减少工作量, 节省计算机时。

2.3 网格划分

本文应用 GAMBIT 软件生成网格, 盘腔主体采用结构化网格, 而喷嘴部分采用非均匀结构化网格。在靠近两转盘表面为满足 Ekman 边界层的特点布置了间距递增的网格, 第 1 层网格布置在距壁面 0.1 mm 处, 以 1.05 的比例因子增长,

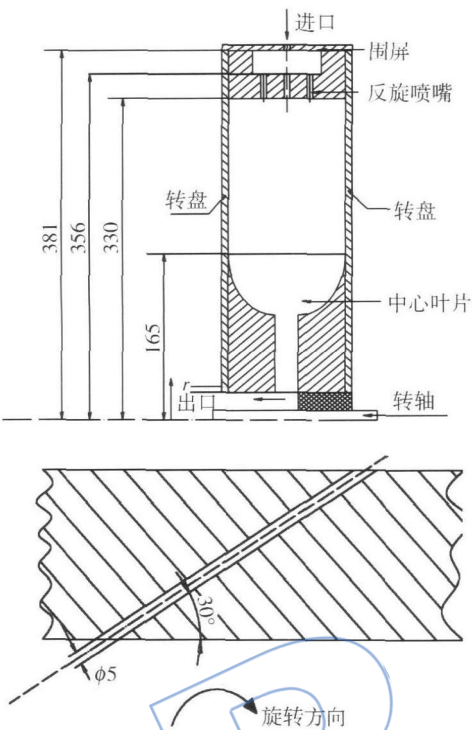


图 1 盘腔和喷嘴位置简图 (单位: mm)
Fig.1 Schematic diagram of rotating cavity and de-swirled nozzles (Unit: mm)

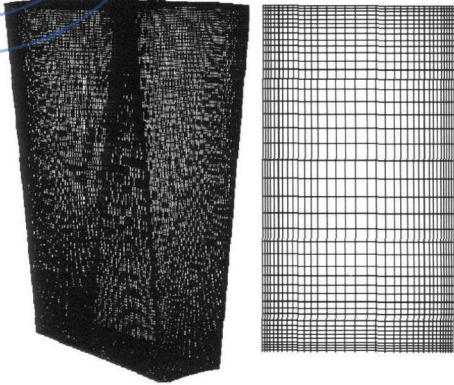


图 2 计算盘腔及周期性边界上的网格图
Fig.2 Grid distribution of rotating cavity and periodic surface

共布置了 8 层。总网格节点数为 448 330 个。经过网格独立性试验证实此网格是比较合适的。

2.4 边界条件

采用速度进口: 盘腔入口 3 个方向上的分速度根据进气质量流量、进口面积和喷嘴安装角度确定。

$$V_r = -V \sin \theta, \quad V_\theta = -V \cos \theta, \quad V_z = 0$$

其中 V 为喷嘴出口速度, $V = 4m/\pi Qd^2 N$, N 为总的喷嘴个数($N=90$)。

出口采用压力出口: 设压力为 0.

右侧转盘采用恒温: $T = 400 \text{ K}$.

左侧转盘、喷嘴、围屏均为绝热壁面, 冷气进口温度为 300 K .

固壁面均采用无滑移边界条件, 其中两转盘、围屏均以同样的转速同向旋转.

2.5 计算设置

本文应用 FLUENT 软件进行三维稳态数值模拟, 采用分离隐式求解器、RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型和 SIMPLE 算法, 近壁面采用标准壁面函数, 对动量方程、湍动能方程、湍动能耗散率方程和能量方程均使用二阶迎风格式离散化.

计算中各参数范围为: $2.3 \times 10^5 < Re_\phi < 1.3 \times 10^6$, $510 < C_w < 12\,000$, $0.01 < \lambda < 0.5$. 各参数的定义为: 无量纲流量系数 $C_w = m/\dot{M}$, m 为冷气质量流量, μ 为流体的动力粘度, b 为盘腔外半径 ($b = 330 \text{ mm}$); 旋转雷诺数 $Re_\phi = \Omega^2 b^2 / \nu$, Ω 为转速, ν 为气体的运动粘度; 湍流参数 $\lambda = C_w / Re_\phi^{0.8}$.

3 结果与分析

3.1 无量纲切向速度 $V_\theta/\Omega r$

图 3 中 (a) ~ (c) 是不同转速下冷气无量纲切向分速在盘腔内径向上的变化曲线图. 从图中可看出:

1) 在相同的盘腔转速下, $V_\theta/\Omega r$ 均随冷气无量纲质量流量的增大而减小. 这是因为盘腔中冷气的切向速度实际由两个值组成, 即 $V_\theta = \Omega r - V_\phi$, Ωr 是盘腔旋转所引起的牵连转速, 而 $-V_\phi$ 是反旋进气冷气的切向分速 (负号表示冷气的运动方向与盘腔运动方向相反). 反旋进气切向分速随冷气流量的增大而减小, 而在相同转速下, 盘腔正向旋转所引起的旋转效应相同, 因此冷气的实际切向速度值随流量的增大而减小.

2) 在相同的冷气流量下, 盘腔旋转效应随转

速的增大而增大. 从图 3(a) 中可看出在各冷气流量下, $V_\theta/\Omega r$ 全为负, 说明此时冷气通过喷嘴后在盘腔内是反旋进气的, 在这个最小转速下, 盘腔冷气的反旋进气效应强, 而旋转效应 (旋转引起的哥氏力和离心力合力的作用) 相对较弱, 盘腔内部的流场结构主要受反旋进气效应 (进气惯性力) 控制. 图 3(b) 中 $V_\theta/\Omega r$ 的值部分已从负值转为正值, 表明在相同的冷气流量下, 盘腔转速的增加引起的粘性力增加, 盘腔的旋转效应出现增大, 在某些半径位置处旋转效应与反旋进气效应相当 (本文中将 $V_\theta/\Omega r$ 值为零所对应的半径位置称为“驻点”), 而在驻点以下位置旋转效应开始超过反旋进气效应, 致使 $V_\theta/\Omega r$ 的值开始出现大于零的情况. 图 3(c) 中 $V_\theta/\Omega r$ 的变化趋势与 (b) 中的类似, 不再赘叙.

3.2 $V_\theta/\Omega r$ 在轴向上分布

图 4 中 (a) ~ (c) 是不同径向位置处, 盘腔内的无量纲切向速度在轴向上的分布图. 从图中可看出, $V_\theta/\Omega r$ 在轴向上的变化不大, 相对中轴面 ($z/s = 0$) 是对称的.

在 $\lambda < 0.249$ 时, $V_\theta/\Omega r$ 出现明显的减小. 随着径向位置的增大, $V_\theta/\Omega r$ 的值出现轻微的减小. 从图 4 中还可看出, 两个同向共转盘表面 Ekman 边界层内切向速度值比盘腔中间位置上的值要大得多, 同时两盘之间存在着旋转核心区, 这点与径向内流盘腔内的源汇结构符合^[8].

3.3 压力分布

定义压力系数 $C_p = 2(p_b - p_0)/\rho\Omega^2 r^2$, 其中 p_b 和 p_0 分别为 $x = 1$ 和 $x = 0.5$ 处的压力; r 为当地盘腔半径.

图 5 给出了不同转速下, C_p 随 C_w 的“S”型曲线图. 这种 S 型曲线说明对某个 C_p 值总对应应有 3 个 C_w 值, 即盘腔内的压降引起的无量纲流速并不单一. 随着旋转雷诺数的增加, S 型曲线出现单调性, 即 C_p 随无量纲流量系数的增大而减小.

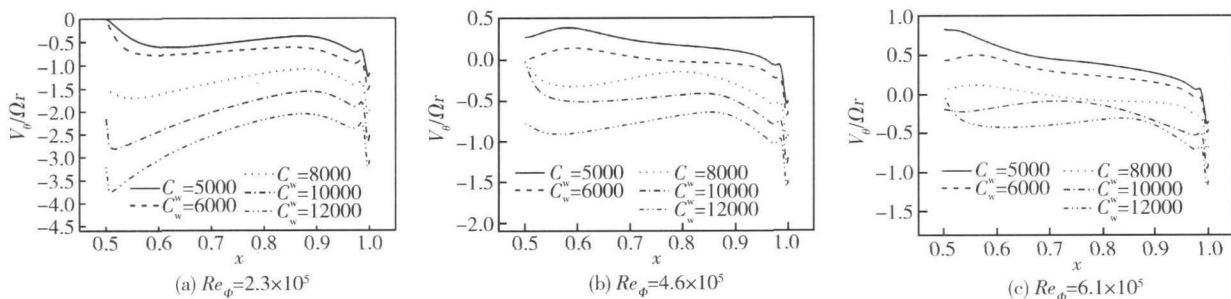


图 3 盘腔内 $V_\theta/\Omega r$ 在径向上的分布图

Fig. 3 Diagram of computed $V_\theta/\Omega r$ inside cavity with x

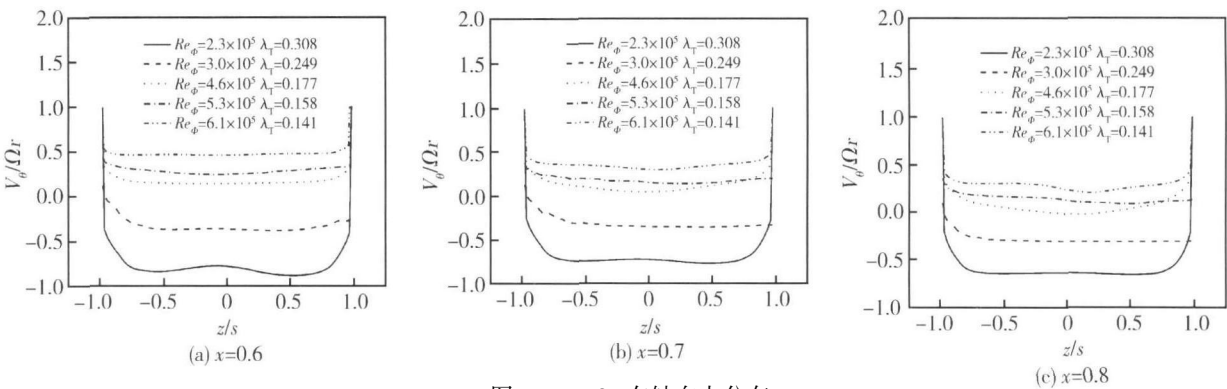


图 4 $V_{\theta}/\Omega r$ 在轴向上分布

Fig. 4 Computed effect of λ_{τ} on $V_{\theta}/\Omega r$ with for $C_w = 6\,000$

从图 5(a) 可发现 $C_w = 5\,000$ 时对应 C_p 的最小值. 根据图 3(a) 的结果, 发现此时盘腔内冷气的切向速度快接近零, 即盘腔旋转效果与反旋进气效果相当并开始相互抵消, 因此冷气在盘腔内的运动无旋, 导致此时的压力降最小. 而当 $C_w > 5\,000$ 后, 冷气反旋效应强烈, 速度方向与盘腔转动方向相反, 因此 C_p 又开始随 C_w 的增加而增大. 图 5(b) 和 (c) 也出现类似的结果.

图 5 中 3 个不同转速下盘腔内压降随流量的变化趋势与 Owen 和 Farthing P R 的实验结果符合较好. 他们在实验中通过改变冷气流量、盘腔转速及控制反旋喷嘴的使用个数 ($N = 80$), 也获得

3 个转速下 C_p 随 C_w 的“S”型变化曲线图. 值得注意的是, 图中的 S 形曲线可引起发动机内的流量不稳定情形: 当 C_p 增大时, C_w 可能从一个很小的值跃升到很大的值, 相反当 C_p 减小时, C_w 可从一个较大值降低到较小值.

3. 4 盘面努赛尔特数

图 6 中 (a) 和 (b) 分别为转盘表面局部努赛尔数 Nu_r 随旋转雷诺数和无量纲流量系数变化的计算结果. 从图 6 中可看出, 在相同的旋转雷诺数下, 转盘表面的 Nu_r 随无量纲流量系数的增大而增大. 这是因为随着进气量的增大, 用来冷却涡量

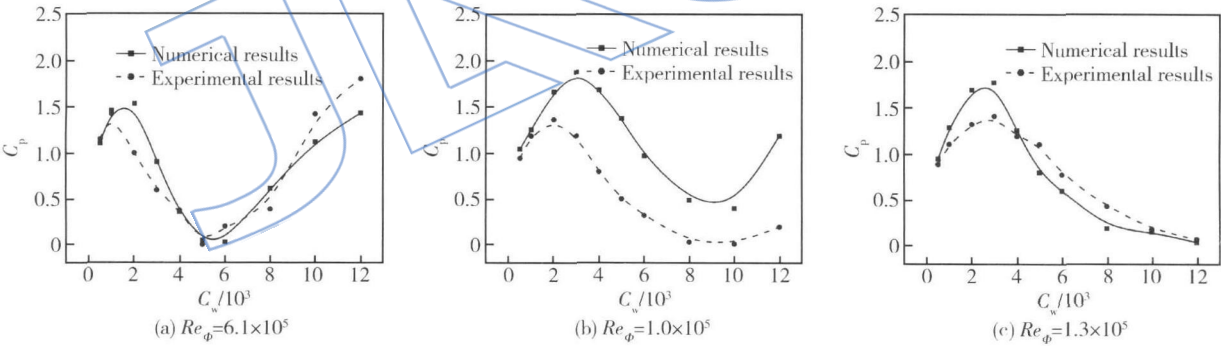


图 5 C_p 随 C_w 的“S”型曲线图

Fig. 5 Variation of C_p with C_w

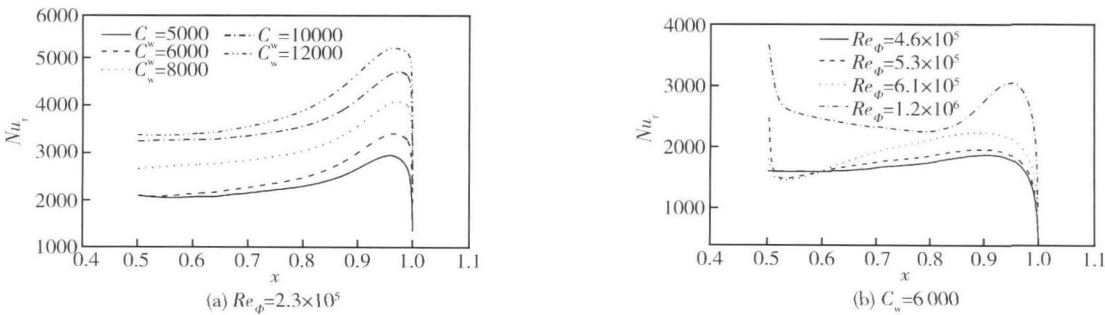


图 6 随 C_w 和 Re_{ϕ} 的变化图

Fig. 6 Variation of Nu_r with C_w and Re_{ϕ}

轮盘单位面积的冷气过流量增大,加热盘表面的温度边界层变薄,对流换热增强,导致 Nu_r 增大.

观察图 6(a) 发现在 $x = 0.95$ 处 Nu_r 值达到最大.这是因为在径向内流的模型中,其流动结构在驻点以外,气流沿盘面外流,形成回流区,因此在此半径位置上径向出流的冷气与径向内流进入盘腔的冷气相遇并迅速混合,导致冷气在此处附近扰动剧烈,因此换热效果增强.随着冷气在盘腔内前进,其温度逐渐升高,与加热盘表面的换热能力降低,因此 Nu_r 数开始下降.

在冷气流量一定的条件下,转速的增加也使加热盘表面附近冷气的径向出流增大,边界层变薄,因此 Nu_r 数随旋转雷诺数的增大而增大.观察图 6(b) 发现,当 $Re_\phi = 1.2 \times 10^6$ 时, Nu_r 数沿半径出现先减小后增大的趋势,这是因为在高转速下,冷气在盘腔内存在一个旋转速度,在离心力的作用下,转速增加使盘面附近的流体径向出流增大,加剧了冷气的回流流动,进一步对加热盘进行冷却,也使换热增大,从而致使 Nu_r 数出现明显的上升趋势.

4 结 论

1) 计算中采用 RNG $k-\epsilon$ 两方程模型,结果表明在相同的转速下,盘腔中冷气的无量纲切向速度 V_θ/Ω 随流量的增大而减小.在相同流量下, V_θ/Ω 随转速的增大而增大,逐渐由负值变为正值,表明盘腔旋转效应随转速的增大而增大,甚至在大转速下超过了冷气反旋进气惯性的影响.

2) V_θ/Ω 在轴向上几乎无变化,只沿径向有微小的变化.

3) 在不同的转速下,盘腔内的压力降随无量纲流量系数的增加呈现“S”型曲线,随着旋转雷诺数的增加,“S”型特性减弱.压力分布只与径向位置有关,与轴向位置无关.反旋喷嘴的引入能有

效地减小盘腔内的压力降.

4) 加热盘表面的局部努赛尔数随无量纲流量系数的增大而增大,随旋转雷诺数的增大而增大,换热能力得到增强.

参考文献:

- [1] Owen J M, Bilimoria E D. Heat transfer in rotating cylindrical cavities [J]. Journal of Mechanic Engineering, 1977, 19(4): 175-187.
- [2] Owen J M, Pincombe J R. Velocity measurements inside rotating cylindrical cavity with a radial outflow of fluid[J]. Journal of Mechanic, 1980, 99: 111-127.
- [3] 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[R]. ASME Paper 89-GT-184, 1989.
- [4] 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.
- [5] Friedl W H, Peitsch D, Negulescu D, et al. Improvement of high pressure turbine air systems by de swirl nozzles [C]// Proceeding of the 22nd Computers and Information in Engineering Conference. Montreal, Que, Canada: American Society of Mechanical Engineers, 2002, (1): 331-336.
- [6] Firouzian M, Owen J M, Pincombe J R. Flow and heat transfer in a rotating cavity with a radial inflow of fluid. Part1: The flow structure [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 1985, 6(4): 228-234.
- [7] Firouzian M, Owen J M, Pincombe J R. Flow and heat transfer in a rotating cylindrical cavity with a radial inflow of fluid. Part2: Velocity, pressure and heat transfer measurements [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 1986, 7(1): 21-27.
- [8] 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社,2005:226-265.
CAO Yuzhang, TAO Zhi, XU Guoqiang, et al. Heat transfer of aeror engines[M]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics Press, 2005: 226-265. (in Chinese)