

文章编号: 1000-8055(2004) 03-0370-05

有预旋进气转静盘腔中的流动 和换热特性数值研究

冶 萍, 张靖周

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 江苏 南京 210016)

摘要: 运用 RNG 湍流模型对有静盘外缘预旋进气和轴向中心进气、转盘外缘轴向出气和外围屏径向出气的转-静盘腔中流动和传热过程进行了数值研究。在盘腔结构中, 静止内隔片和旋转内隔片将盘腔分为内转-静盘腔室和外预旋腔室。由于盘腔流动结构具有周向周期性, 取盘腔的 $1/30$ 作为计算域。研究发现: 旋转雷诺数 Re_θ 、预旋喷嘴进气无量纲流动速度 $C_{w,p}$ 、静盘中心轴向进气的无量纲流动速度 $C_{w,d}$ 和预旋比 β_p 都不同程度地影响盘腔内流动和换热。预旋和隔片的协同作用可以很好地起到阻止热燃气入侵转-静盘腔和提供低静温冷却气体流入涡轮叶片冷却通道。

关键词: 航空、航天推进系统; 旋转盘腔; 流动传热; 数值模拟; 预旋

中图分类号: V231.3; V211.3

文献标识码: A

Numerical Investigation of Flow and Heat Transfer Performances in Pre-Swirl Rotor-Stator Cavity

YE Ping, ZHANG Jing-zhou

(College of Energy and Power Engineering,

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

Abstract: In order to investigate the flow and heat transfer performances in a pre-swirl rotor-stator cavity with two air inflows (central air inflow and pre-swirl inflow at stator rim respectively) and two outflows (radial outflow at outer shroud and axial outflow at rotor rim respectively), a numerical study is conducted by using RNG turbulent model. In the cavity, there are stator septa and rotor septa dividing the inner rotor-stator cavity from the outer pre-swirl cavity. Because of the periodic feature of the flow structure, one thirtieth of the cavity is considered as the computational field. The results show that the rotating Reynolds number, non-dimensional flow velocities, and pre-swirl ratio have different effects on the flow and heat transfer characteristics in the rotor-stator cavity. The synergism of pre-swirl and septa makes satisfactory shroud seals preventing the ingress of hot gas from flowing into the inner rotor-stator cavity and providing the cooling air flowing into blade-cooling holes.

Key words: aerospace propulsion system; rotor-stator cavity; flow and heat transfer; numerical analysis; pre-swirl

$$w : S = - \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\eta_{\text{eff}} \frac{\partial u}{r \partial \theta} \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \eta_{\text{eff}} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial \theta} - \frac{w}{r} \right) \right] - \frac{\rho v w}{r} +$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\eta_{\text{eff}} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial \theta} + \frac{2v}{r} \right) \right] + \frac{\eta_{\text{eff}}}{r} \left(r \frac{\partial (w/r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial \theta} \right)$$

$$k : S = \rho G_k - \rho \epsilon$$

$$\epsilon : S = \frac{\epsilon}{k} (c_1 \rho G_k - c_2 \rho \epsilon)$$

湍流动能生成项:

$$G_k = 2 \frac{\eta}{\rho} \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{r \partial \theta} + \frac{v}{r} \right)^2 \right] +$$

$$\frac{\eta}{\rho} \left[\left(\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{r \partial \theta} \right)^2 + \left(\frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial \theta} + \frac{\partial w}{\partial r} - \frac{w}{r} \right)^2 \right]$$

湍流粘性系数定义为:

$$\eta_k = c_{\mu} f_{\mu} \rho k^2 / \epsilon \quad (2)$$

上述模型中的系数:

$$f_{\mu} = \left[1 - \exp \left(- \frac{y^+}{26.0} \right) \right]^2, \quad y^+ = \frac{\rho y c_{\mu}^{0.25} k^{0.5}}{\mu}$$

$$c_1 = 1.42 - \frac{\eta(1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta \eta}, \quad c_2 = 1.68, \quad c_{\mu} = 0.085$$

$$\eta_k = 0.7179, \quad \alpha = 0.7179, \quad \eta = \frac{S k}{\epsilon}, \quad S = (2 S_{i,j} S_{i,j})$$

$$\eta_0 = 4.38, \quad \beta = 0.015, \quad S_{i,j} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$$

2.2 网格分布和边界条件

为了满足 Ekman 边界层的特点(流场变量急剧变化),在靠近转盘处需要设置很细致的网格,所以从转盘向盘腔中心采用间距逐渐增大的网格,第一层的网格布置在距转盘盘面 0.1 mm 的位置,以后每层以 1.5 的比率增大,第 7 层之后为均匀分布的网格。整个盘腔采用非均匀结构化网格。为了计算的方便,对于上述的盘腔结构做了轴对称假设,并将不连续的预旋孔和叶片冷却孔模拟成等面积的环形面^[3],在本算例中按照实际的三维模型建模。由于旋转盘腔在旋转过程中的流动结构上呈现出周期性变化,因此在计算中只需要旋转盘腔的一部分作为计算域。本文取旋转盘腔的 1/30 作为研究对象,整个计算域划分了 $32 \times 215 \times 12$ (轴向×径向×切向)个节点。

计算域的边界条件如下设置:

进气口给定速度边界条件;

固体壁面速度分量使用无滑移壁面条件;

静盘和外围屏为绝热壁面;

转盘温度恒定。

在文献[3]中对进出口流量使用了“非掺混”

原理,即从预旋喷嘴进入的质量流量等于从冷却叶片孔的出流质量流量;从静盘中心处轴向进气的质量流量等于从外围屏的出流质量流量。本文使用“掺混”原理,即对进出口流量无约束。

3 计算结果

图 2 为 $C_{w,p} = 998.0$, $C_{w,p}/C_{w,d} = 2.18$, $\beta_p =$

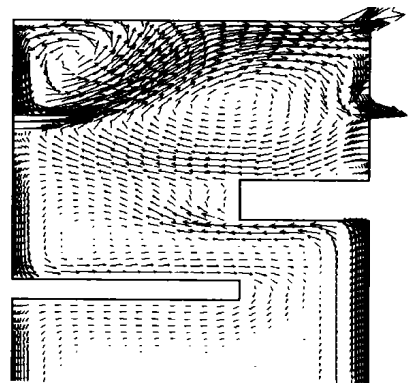


图 2 速度矢量图

Fig. 2 Velocity vector

0.99, $Re_{\theta} = 1.25 \times 10^6$ 条件下,预旋盘腔中穿过预

旋喷嘴中心的速度矢量分布图。从内转静盘腔穿入隔片的气体有一部分被预旋喷嘴的横向流动牵引卷入到预旋盘腔, 另一部分则被预旋喷嘴的横向流动所阻隔重新折回内转静盘腔。从预旋喷嘴流出的气体与来自内转- 静盘腔的气体掺混后, 一部分从外围屏间隙处流出, 有效地起到了封严的作用, 一部分流进用于冷却叶片的孔道, 由于这部分进入冷却叶片孔道的气体具有较高的切向速度(图 3), 因此将使得其静温较低。

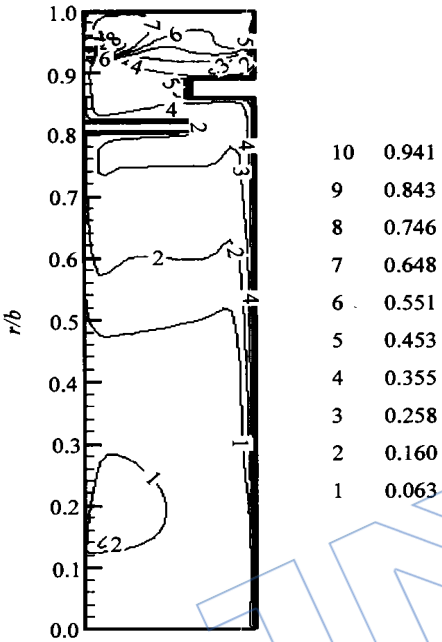


图 3 切向速度等值线图

Fig. 3 Contours of tangential velocity

图 3 为 $C_{w,p} = 9980$, $C_{w,p}/C_{w,d} = 2.18$, $\beta_p = 0.99$, $Re_{\theta} = 1.25 \times 10^6$, 预旋盘腔中穿过预旋喷嘴中心的无量纲切向速度 w/Ω 分布图。可以看出, 在内转- 静盘腔中, 除了靠近转盘附近由于 Ekman 边界层的存在切向速度等值线较密, 腔室内的其它大部分区域切向速度值较低。在预旋腔室内从预旋喷嘴进入的气体具有高的切向速度, 从而带动预旋腔室内切向速度具有较高水平。

图 4 表示无量纲温度 $(T - T_{in})/(T_{wall} - T_{in})$ 等值线分布图。从轴向中心进入的气体由于转盘的泵吸作用向转盘偏移, 并在内转- 静盘腔中转盘的大部分径向位置上形成 Ekman 边界层。由于从转轴中心进入盘腔的气体对转盘进行冷却后沿径向温度升高, 这部分气体受到旋转盘腔内的静止内围屏和旋转内围屏, 以及从预旋腔室喷嘴中流出气流等阻隔作用, 大部分折回至内转- 静盘腔室, 造成盘腔中部气流温度较高。预旋腔室气

流温度明显较低, 造成冷却叶片的气体温度相对较低。

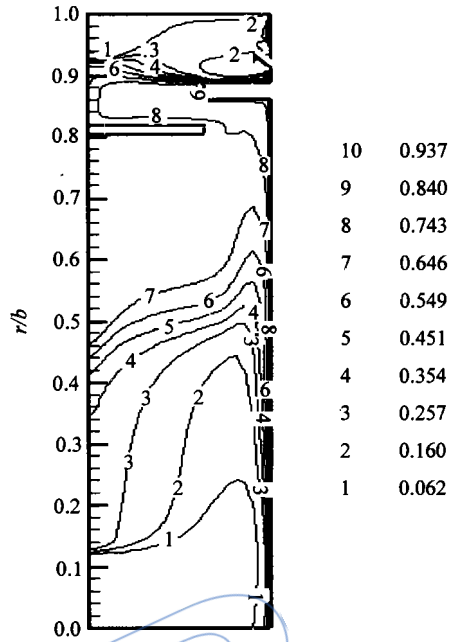
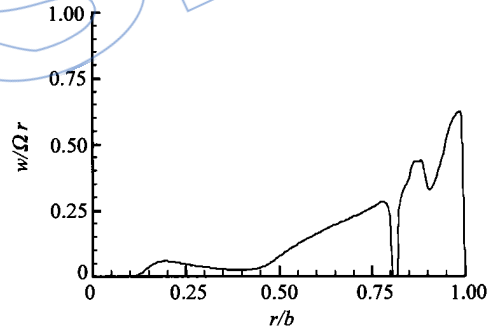
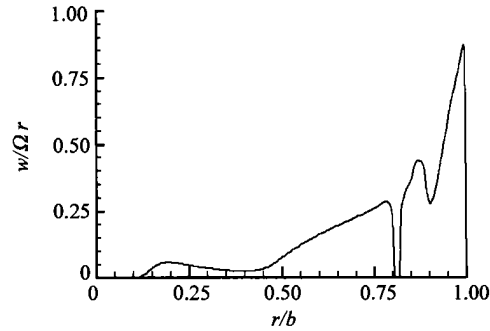


图 4 无量纲温度等直线图

Fig. 4 Contours of temperature



(a) $C_{w,p}=9980$ ($C_{w,p}/C_{w,d}=2.18$, $\beta_p=0.99$)



(b) $C_{w,p}=9980$ ($C_{w,p}/C_{w,d}=2.18$, $\beta_p=1.98$)

图 5 无量纲切向速度分布

Fig. 5 Non-dimensional tangential velocity

图 5 表示在不同的 β_p 下中间截面 $x/s = 0.5$

的无量纲切向速度分布。在内转-静盘腔中无量纲切向速度基本随半径的增加而逐渐增大,在 $0.807 < r/b < 0.82$ 处,由于静盘内围屏的存在切向速度等于零,由于预旋腔室内流体的间接流动使得在 $0.82 < r/b < 0.89$ 处无量纲切向速度又呈增大的趋势。从图 5(a) 和图 5(b) 比较可以看出, β_p 的改变对内转静盘腔的切向速度没有影响,只是对从预旋喷嘴到外围屏所围成的区域内切向速度影响较大, β_p 越大该区域中间截面上的切向速度越大,对降低气流的静温是有益的。

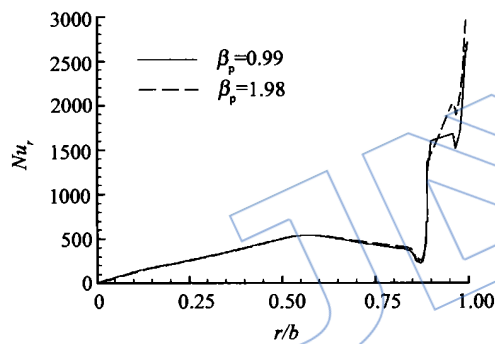
图 6 为转盘的局部努塞尔数 N_{ur} 的分布。局部努塞尔数定义为:

$$N_{ur} = h_r \frac{r}{k}, \quad h_r = \frac{q_r}{T_{\text{wall}} - T_{\text{ref}}} \quad (3)$$

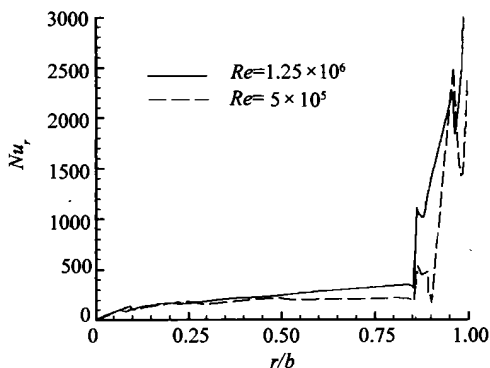
式中: $q_r = k \left[\frac{\partial T}{\partial n} \right]_{\text{wall}}$, n 是壁面的法线方向;

$$T_{\text{ref}} = T_{\text{in}} + \frac{R \Omega^2 r^2}{2 C_p}, \quad R = Pr^{1/3}$$

C_p 是定压比热容。



(a) $C_{w,p} = 9980$ ($C_{w,p}/C_{w,d} = 2.18$, $Re = 1.25 \times 10^6$)



(b) $C_{w,p} = 20100$ ($C_{w,p}/C_{w,d} = 4.56$, $\beta_p = 1.98$)

图 6 局部 N_{ur} 分布

Fig. 6 N_{ur} Distributions at rotor

由图 6(a) 可以看出, β_p 对内转-静盘腔的转

盘盘面的换热状况没有影响,在预旋盘腔中 N_{ur} 随 β_p 增大而有所增大。预旋进气对预旋盘腔转盘盘面的换热影响较大,预旋盘腔内转盘的换热明显好于比内转-静盘腔转盘上的换热。图 6(b) 表明,不同的旋转雷诺数对整个盘腔内转盘上的换热都有影响,随旋转雷诺数的增大 N_{ur} 增大。

4 结 论

本文使用 RNG 湍流模型对带有轴向外缘预旋进气和中心轴向进气、转盘外缘和外围屏出气的旋转盘腔冷却进行了数值模拟,在计算中按三维模型建模。通过研究发现:

(1) 预旋进气可以很好地起到外围屏封严和降低用于冷却涡轮叶片的空气静温。

(2) 在 Re_θ , $C_{w,p}$ 和 $C_{w,p}/C_{w,d}$ 不变的情况下, β_p 对内转静盘腔内切向速度几乎没有影响,但对预旋盘腔内切向速度的影响较大,随 β_p 增大切向速度增大。

(3) 在 Re_θ , $C_{w,p}$ 和 $C_{w,p}/C_{w,d}$ 不变的情况下, β_p 对内转静盘腔的转盘盘面换热情况几乎没有影响,预旋盘腔内转盘盘面的换热随 β_p 增大而得到增强。

(4) 在 $C_{w,p}$, $C_{w,p}/C_{w,d}$ 和 β_p 不变的情况下,随 Re_θ 的增大, N_{ur} 增大。

参考文献:

- [1] Karabay H, Wilson M, Owen J M. Performance of Pre-Swirl Rotating-Disc Systems[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1997, 122: 442- 446.
- [2] 张靖周, 吉洪湖, 王锁芳. 具有径向进出流的转-静盘腔流动和换热的数值研究[J]. 工程热物理学报, 2001, 22(增刊): 137- 140.
- [3] Wilson M, Pilbrow R, Owen J M. Flow and Heat Transfer in a Pre-Swirl Rotor-Stator System[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1999, 119: 364- 373.
- [4] Chen J X, Gan X, Owen J M. Heat Transfer in an Air-Cooled Rotor-Stator System[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1998, 118: 444- 451.
- [5] Chow J W. Prediction of Flow in Rotating Disk Systems Using the $k-\epsilon$ Model[R]. ASME Paper 84- GT- 229, 1984.
- [6] 丁水汀, 徐国强, 陶智, 等. 外缘预旋进气的旋转空腔主盘局部换热及流阻特性研究[J]. 推进技术, 1998, 19(6): 46- 49.
- [7] 张靖周, 吉洪湖. 旋转盘腔紊流流动的数值研究[J]. 推进技术, 2002, 23(6): 472- 476.
- [8] 陶文铨. 数值传热学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1992.