

文章编号: 1000-8055(2010)08-1746-07

有去旋进气共转盘腔内流动换热数值模拟

陈阳春, 王锁芳

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 对左边转盘高位带去旋孔且附有内隔片的共转盘腔内的流动和换热进行了数值模拟. 揭示了去旋角、旋转雷诺数、去旋喷嘴进气无量纲流量系数等参数对共转盘腔内的流动结构、压力损失和换热效果的影响. 结果表明: 盘腔内的总压降随无量纲流量系数的增加呈“S”形变化趋势; 旋转雷诺数和冷气无量纲流量系数的增大都能增强转盘表面的换热效果; 与预旋转静盘腔相比, 去旋进气共转盘腔能使出口气流温度更低, 冷却效果更好.

关 键 词: 去旋; 共转盘腔; 流动换热; 冷却效果; 数值模拟

中图分类号: V232.2

文献标识码: A

Numerical simulation of flow and heat transfer in the co-rotating cavity with de-swirl inflow

CHEN Yang-chun, WANG Suo-fang

(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 the co-rotating cavity with two inner shrouds and de-swirl inflow holes in its left disc, a numerical study was conducted. The effects of de-swirl angle, rotational Reynolds number and non-dimensional flow velocities on the flow and heat transfer characteristics in the co-rotating cavity were numerically simulated. The results show that the total pressure drop in the cavity exhibits an “S-curve” variation with the increase of non-dimensional mass flow coefficient. The heat transfer of the disc surface is enhanced with the increase of rotational Reynolds number and non-dimensional mass flow coefficient. The de-swirl inflow in the co-rotating cavity has better cooling efficiency than the pre-swirl inflow in the rotor-stator cavity.

Key words: de-swirl; co-rotating cavity; flow and heat transfer; cooling efficiency; numerical simulation

涡轮是航空燃气涡轮发动机中的重要承力部件和高温部件. 现代航空发动机性能不断提高, 其一个主要途径就是提高了涡轮前燃气温度. 而愈来愈高的涡轮前温度对涡轮部件的冷却方式和冷却结构提出了越来越高的要求. 因此, 要提高发动机性能, 延长其使用寿命, 必须深入研究不同冷却方式和冷却结构对涡轮部件的冷却效果.

目前, 对于共转盘腔的研究, 主要有三种冷气

流动方式, 即: 轴向贯通流、轴向进气径向出流、径向出流^[1-2]. 对于左边转盘上带去旋进气和轴向中心进气, 右边转盘外缘轴向出气和外围屏径向出气的附有旋转内隔片的共转盘腔内的流动和换热, 相关的研究文献较少. 本文的主要工作就是针对这样一种有两入口两出口的共转盘腔结构内的流动换热展开数值模拟, 以求能改进冷却结构设计, 提高发动机性能.

收稿日期: 2009-06-26; 修订日期: 2009-12-02

作者简介: 陈阳春(1982-), 女, 湖南长沙人, 硕士生, 主要从事传热传质方面的研究.

所谓去旋即反预旋,流体在进入盘腔前有预先的旋转,流体的切向速度方向与盘的旋转方向相同时为正预旋,而流体的切向速度方向与盘的旋转方向相反时为反预旋,即去旋。在上世纪七八十年代,许多研究人员^[3-5]通过理论和实验验证了无论是对于有出流的层流流动还是入流流动,流动均可分为四种类型区域。Farthing 等^[6-7]针对冷气流量和旋转雷诺数对径向内流盘腔内的压降的影响关系,展开了系列理论和实验研究,得出一些结论,且验证结果与上述流动结构相符。黄爱霞等^[8]也以外围屏上带去旋喷嘴的径向内流共转盘腔为研究对象,开展了一系列数值研究,发现通过径向进气的去旋,可以影响盘腔内的流动结构,达到降低盘腔内压力损失的目的。Friedl 等^[9]在某型航空发动机高压涡轮转子叶片根部引入去旋喷嘴,发现流体在去旋喷嘴内加速,而方向却与盘旋转方向相反,使得流体进入旋转盘腔后,加大了流体与盘的相对速度,从而降低下游盘表面的冷气温度,提高涡轮效率。文献[6-8]都是以外围屏上带去旋喷嘴的径向内流共转盘腔为研究对象,而本文则以转盘高位带去旋进气,且盘腔内带有内隔片的两入口两出口的共转盘腔为研究对象,开展 CFD(计算流体力学)数值模拟。

1 计算模型

图 1 为本文要研究的有高位去旋进气共转盘腔简化模型示意图及周期性边界局部网格示意图,设盘腔外半径为 b ,两转盘间距为 s ($s/b = 0.1023$),左边转盘旋转隔片长为 l_1 ($l_1/b = 0.0558$),厚为 d_1 ($d_1/b = 0.014$);右边转盘旋

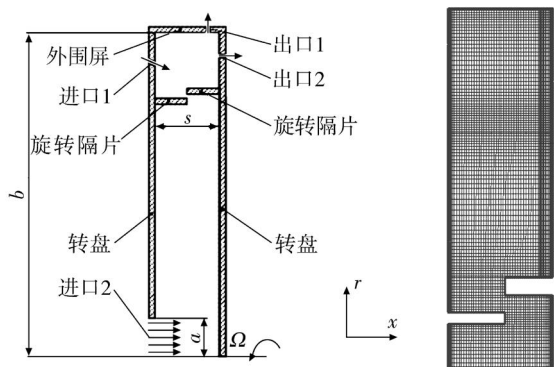


图 1 共转盘腔及周期性边界网格示意图

Fig. 1 Sketch of the co-rotating cavity and periodic surface

转隔片长为 l_2 ($l_2/b = 0.047$),厚为 d_2 ($d_2/b = 0.01$)。进气口有 2 个:进口 1 为左边转盘高位处周向均匀布置的 60 个直径为 ϕ_1 ($\phi_1/b = 0.014$) 的去旋进气孔,其径向位置为 R_p ($R_p = r_p/b = 0.93$);进口 2 为左边转盘中心进气,中心进气口半径为 a ($a/b = 0.121$)。出气口也有 2 个:出口 1 为外围屏上一轴向间隙为 d ($d/b = 0.005$) 的径向出流环面;出口 2 为周向均匀布置的 60 个叶片冷却空气进气孔,其直径为 ϕ_2 ($\phi_2/b = 0.037$),且与预旋孔位于同一径向位置处。旋转盘腔内隔片将盘腔分为两个腔室,称上面腔室为去旋腔,下面为共转腔。去旋孔的轴线与盘旋转方向反方向成 60° 夹角,定义其轴线与轴向顺时针方向夹角为去旋角 θ , $\theta = 10^\circ \sim 30^\circ$ 。

2 数值方法

2.1 网格划分

涡轮盘结构的周期性特点决定了其内部流动结构的周期性。为计算的方便,结合本文研究对象,选取整个涡轮盘腔的 $1/60$ 区域建立三维计算模型,同时,将离散的出口 2 模拟成等面积的面^[10]。计算域只包括流体域,不考虑两转盘和外围屏厚度。由于 Ekman 边界层的存在,在靠近两转盘表面,布置了 8 层比例因子为 1.15 的间距递增的网格,第一层网格离壁面 0.1 mm 。采用均匀和非均匀相结合的结构化网格对整个盘腔进行网格生成。经过网格无关解实验,总网格数为 30 万左右比较适合,且计算结果显示 y^+ 值在 35 左右,说明第一个内节点已布置在对数律成立的范围内。

2.2 控制方程

三维圆柱坐标系下的稳态流动和传热控制方程^[11]为

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

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

本文采用 RNG(renormalization group) $k-\epsilon$ 两方程湍流模型,采用标准壁面函数法对近壁面区域进行处理。

2.3 边界条件

1) 入口条件:采用速度入口.定义无量纲质量流量 $C_w = \dot{m}/\mu b$, $\dot{m}$ 为冷气质量流量, μ 为流体的动力黏度.通过去旋孔进入的冷气无量纲流量为 C_{wp} , 通过中心进气的冷气无量纲流量为 C_{wb} . 本文计算中设定 $C_{wp}/C_{wb} = 2.18$. 去旋孔三个方向上的速度分量由 C_{wp} 和进口角度确定

$$\begin{aligned} V_r &= -V \sin 60^\circ, \\ V_\phi &= -V \cos 60^\circ \cos \theta, \\ V_z &= V \cos 60^\circ \sin \theta \end{aligned}$$

其中 V 为去旋孔出口处速度, 且 $V = \frac{\dot{m}}{\pi \rho r^2 N}$, r 为去旋孔半径, N 为去旋孔个数; 中心进气速度由 C_{wb} 确定, 只在轴向上有速度. 冷气入口温度为 300 K.

2) 出口条件:包括 2 个出口, 采用分配质量流量的出口条件, 根据文献[10]提出的“非掺混”原理, 本文拟定去旋进气质量流量与叶片冷却空气进气孔(即出口 2)的出流质量流量相等, 中心进气质量流量与外围屏间隙的出流质量流量(即出口 1)相等, 由 $C_{wp}/C_{wb} = 2.18$ 计算得出, 出口 1 和出口 2 的出流质量流量分别占 31.446% 和 68.55%.

3) 壁面条件:围屏、左边转盘及其内隔片为恒热流, 右边转盘及其内隔片恒温, $T = 400$ K.

所有固壁面均采用无滑移边界条件, 且都同速同向旋转. 转盘的旋转雷诺数 $Re_\phi = \rho \Omega b^2 / \mu = 1 \times 10^5 \sim 2.5 \times 10^6$. ρ 为流体密度, Ω 为转盘角速度.

3 计算结果及分析

3.1 数值计算方法可行性证明

在对本文计算模型开展数值模拟之前, 以文献[6]提供的外围屏上带去旋喷嘴的共转盘腔为研究对象, 采用与本文相同的数值计算方法, 开展了与文献同几何参数和气动参数的数值模拟. 定义 $C_{p,c}$ 为盘腔内的压力系数, 且 $C_{p,c} = 2(p_{in} - p_{ref})/\rho \Omega^2 b^2$, p_{in} 为盘腔入口处的静压, p_{ref} 为盘腔内特征径向位置处静压, 在此选定 p_{ref} 为半径 $x = 0.6$ 处的静压. 图 2 为 $Re_\phi = 0.23 \times 10^6$ 时, 盘腔内的压降系数随冷气进口流量变化的计算和实验结果对比图. 由图可以看出, 计算结果所得的压力系数随冷气无量纲质量流量的变化趋势与 Owen, Farthing 所做的实验结果吻合地很好, 呈

“S”形变化趋势.

目前国内外关于去旋进气共转盘腔的研究极有限, 查获到的文献[6]也仅有压降系数的实验数据可提供对比. 为进一步验证数值计算方法的可行性, 另选取文献[12]提供的实验模型为数值模拟对象, 采用相同的数值方法, 开展部分工况数值模拟. 图 3 为 $C_w = 5600$, $G = 0.1$ 时, 转盘局部努塞尔数随旋转雷诺数变化的计算与实验结果对比图. 由图可以看出, 两者吻合得很好, 由此可以说明本文采用的数值计算方法具有可行性.

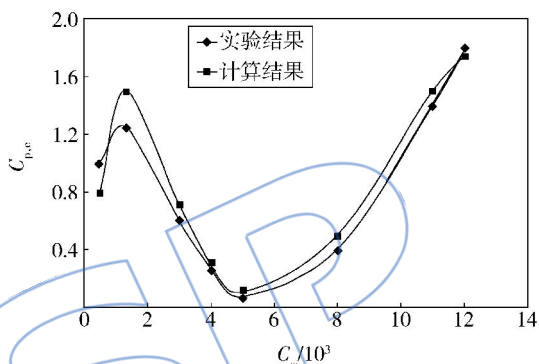


图2 $C_{p,c}$ 随 C_w 变化曲线图

Fig. 2 Variation of $C_{p,c}$ with C_w

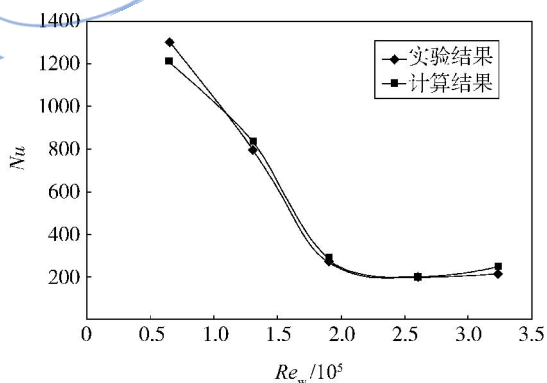


图3 Nu 随 Re_w 变化曲线图

Fig. 3 Variation of Nu with Re_w

3.2 有去旋进气共转盘腔内流动和换热数值模拟

3.2.1 流场分布

图 4 为 $\theta = 10^\circ$, $C_{wp} = 9980$, $Re_\phi = 1.25 \times 10^6$ 条件下, 去旋盘腔中流线图, 从共转腔穿过内隔片的气体被去旋喷嘴的横向流动牵引卷入到去旋腔. 从去旋孔出来的气体与来自共转腔的气体掺混后, 一部分从外围屏间隙流出, 起到了封严的作用, 另一部分流进叶片冷却空气进气孔, 由于去旋进气具有与盘的旋转方向相反的切向分量, 使得

这部分进入叶片冷却空气进气孔的气体具有较高的相对切向速度,因此使得出流的冷气温度较低,从而提高叶片冷却能力.



图 4 盘腔内流线分布图

Fig. 4 Distribution of streamline in cavity

图 5 为 $\theta = 30^\circ$, $C_{wp} = 9980$ 时, $x = 0.6$ 径向位置上的无量纲切向速度的轴向分布曲线图. 受盘腔结构的影响, $V_\phi/\Omega r$ 在轴向上的分布并不呈现对称形式. 总的来说, 在同一径向位置处, $V_\phi/\Omega r$ 随 Re_ϕ 增大而增大; 同时在两共转盘表面 Ekman 边界层内, 切向速度值比盘腔中间位置上的值要大得多, 同时可以看出, 两盘之间存在着旋转核心区.

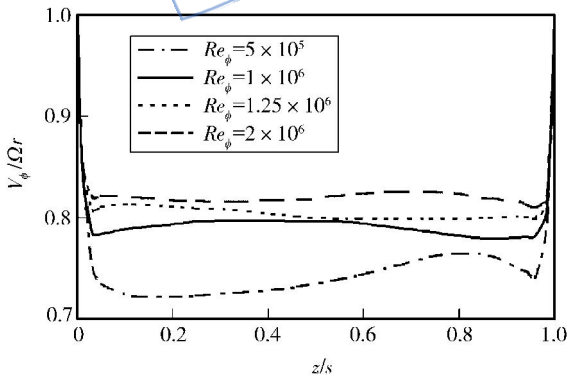


图 5 盘腔内 $V_\phi/\Omega r$ 在轴向上的分布图

Fig. 5 $V_\phi/\Omega r$ inside cavity with z/s

图 6 为 $C_{wp} = 9980$ 时, $\theta = 30^\circ$ 所对应的不同旋转雷诺数下无量纲切向速度的径向分布曲线图. 由图可知: 在相同的冷气流量下, 在 $0 \leq r/b \leq 0.75$ 处, 盘腔旋转效应 (旋转引起的哥氏力和离

心力合力的作用) 受盘腔转速的影响很小. 而在 $0.75 \leq r/b \leq 1$ 处, 盘腔内的旋转效应随盘腔转速的增大而增大; 同时, 随着 Re_ϕ 的增大, $V_\phi/\Omega r$ 的值由负转为正. 在较小的旋转雷诺数下, 受转速控制的旋转效应弱于盘腔内冷气的去旋进气效应 (进气惯性力), 使得盘腔内的流场结构主要取决于去旋进气效应, 从而 $V_\phi/\Omega r$ 为负值. 随着旋转雷诺数的增大, 盘腔内的旋转效应增强, 且逐步强于去旋进气效应, 表现为 $V_\phi/\Omega r$ 由负转为正. 由图还可以看出, 一定转速下的某些半径位置处, $V_\phi/\Omega r$ 为零, 说明此时的旋转效应和去旋进气效应效果相当.

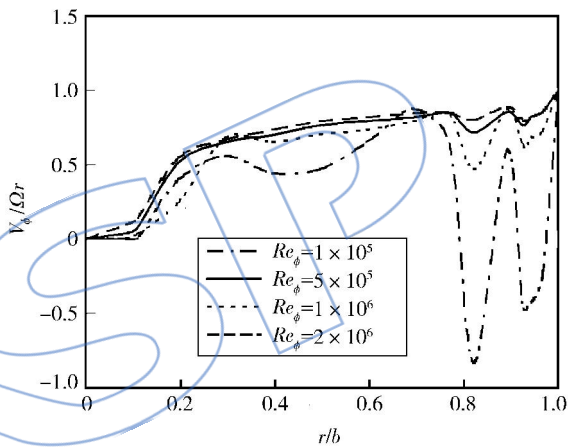


图 6 盘腔内 $V_\phi/\Omega r$ 在径向上的分布图

Fig. 6 $V_\phi/\Omega r$ inside cavity with r/b

3.2.2 压力分布

定义总压力系数 $C_p = 2(p_{in} - p_{out})/\rho\Omega b^2$, p_{in} 为喷嘴入口处静压, p_{out} 为盘腔出口处静压. 图 7(a) 和 (b) 分别给出了 C_p 随 C_{wp} 和 θ 变化示意图. 由图 7(a) 可以看出, C_{wp} 一定时, C_p 随 Re_ϕ 的增大而减小. 在 Re_ϕ 一定的条件下, C_p 随 C_{wp} 的变化呈“S”形非单调变化趋势, 说明由盘腔内的无量纲流速引起的压降并不单一, 一个 C_p 值对应两个或者两个以上 C_{wp} 值. 在 $1000 \leq C_{wp} \leq 8000$ 范围内, C_p 随 C_{wp} 增大而增大, 这是因为在此范围内, 虽然无量纲进气流量增大使得去旋进气效应逐渐增强, 但由于去旋角较小, 去旋进气效应依然很弱, 旋转效应是影响盘腔内流动结构的主要因素. 因此, 盘腔内气流阻力随无量纲冷气流量的增大而增大, 从而 C_p 增大; 在 $8000 < C_{wp} < 9980$ 范围内, 随着去旋进气效应的进一步增强, 盘腔内流动结构由去旋进气效应和旋转效应共同控制, 由于去旋进气切向速度与盘腔旋转速度方向相反, 则盘腔旋转效应与去旋进气效应相互抵消, 冷气在

盘腔内运动产生的旋涡由大变小,甚至于没有旋涡产生,从而使得盘腔内气流阻力减小,因而 C_p 也减小.当 $C_{wp} > 9980$ 时,去旋进气效应强于旋转效应,盘腔内流动结构主要由去旋进气效应控制.冷气流量越大,阻力也越大,压力损失越大,从

而 C_p 增大.
图 7(b) 说明,去旋角大小是影响盘腔内压降损失的重要因素,存在一个最佳的去旋角,使得盘腔内的压力损失最小,这一结论对工程设计具有重大意义.

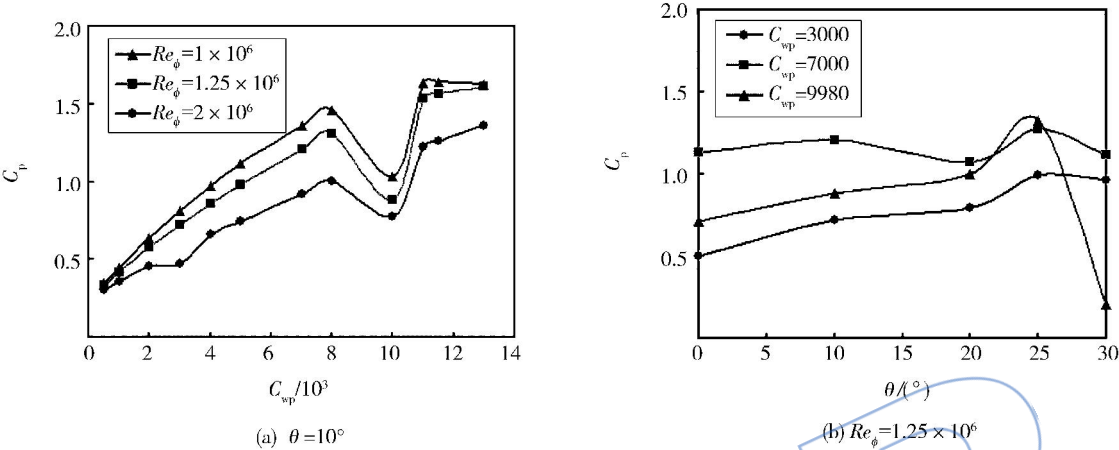


图 7 C_p 随 C_{wp} 和 θ 变化示意图
Fig. 7 Variation of C_p with C_{wp} and θ

3.2.3 盘面努塞尔数分布

图 8(a) 和 (b) 分别为 $\theta = 20$ 时,转盘表面局部努塞尔数 Nu_r 随旋转雷诺数和无量纲质量流量变化曲线图.由图可以看出,在冷气流量一定条件下,转盘表面的 Nu_r 随 Re_ϕ 的增加而增大.这是因为随着旋转雷诺数的增加,在同一半径处转盘和气流的切向速度差增大,转盘上的边界层厚度随旋转雷诺数增大而减小,使得传热系数增大,这就是局部努塞尔数随旋转雷诺数的增加而增大的原因.在相同的旋转雷诺数下,转盘表面的局部努

塞尔数随冷气流量的增加而增大,解释为:由于冷气流量的增加,则用于冷却转盘单位面积的冷气量增加,使得加热盘表面的温度边界层变薄,增强了对流换热,从而 Nu_r 增大.同时,由两图可以看出,在 $0.758 \leq r/b \leq 0.767$ 处, Nu_r 明显减小,这是因为在此径向位置范围处,加热盘上附有内围屏的缘故.在 $0.916 \leq r/b \leq 0.928$ 处, $Nu_r = 0$,这是因为在此径向位置范围处为气流出口的缘故.在 $0.767 < r/b < 0.910$ 处, Nu_r 先增大后减小.这是由盘腔结构决定的,在此径向位置范围

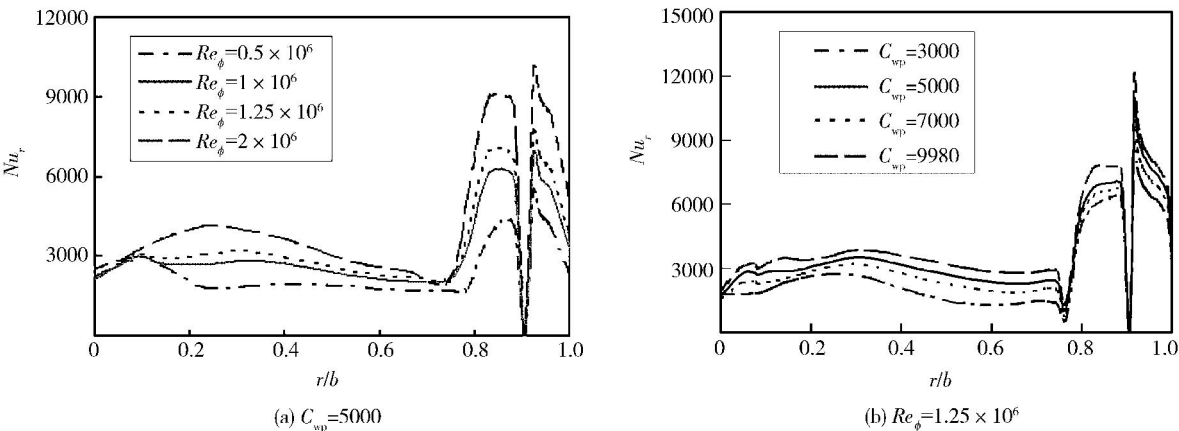
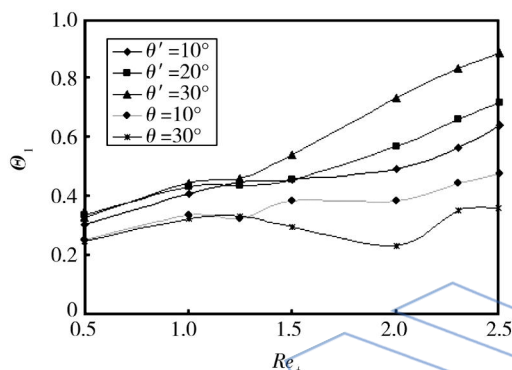


图 8 Nu_r 随 Re_ϕ 和 C_{wp} 变化示意图
Fig. 8 Variation of Nu_r with Re_ϕ and C_{wp}

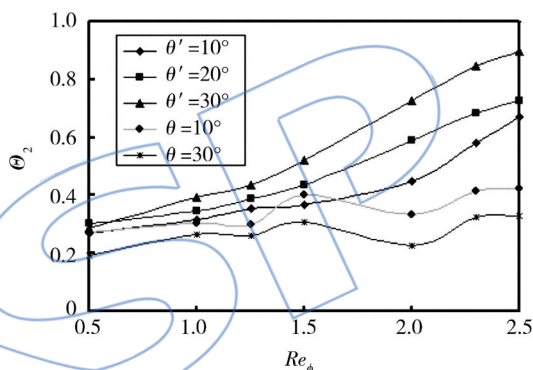
内,进口 2 和进口 1 的冷气迅速相遇且充分混合,导致冷气在此处扰动剧烈,因此换热效果增强, Nu_r 增大.随后,冷气在盘腔内继续前进,其温度逐渐升高,加热盘表面的换热能力降低,因此, Nu_r 开始减小.

3.2.4 温度分布

令 T_w 为加热盘表面温度, $T_w = 400\text{ K}$; T_{in} 为冷气进口温度, $T_{in} = 300\text{ K}$; T_{out1} , T_{out2} 分别为出口 1 和出口 2 的温度.定义两个出口的无量纲温度系数分别为 Θ_1 和 Θ_2 , 且 $\Theta_1 = (T_{out1} - T_{in}) / (T_w - T_{in})$, $\Theta_2 = (T_{out2} - T_{in}) / (T_w - T_{in})$.图 9(a) 和 (b) 分别为 $C_{wp} = 9980$ 时,两出口气流无量纲温度系数 Θ_1 和 Θ_2 随 Re_ϕ 变化示意图.图中



(a) Θ_1 随 Re_ϕ 变化图



(b) Θ_2 随 Re_ϕ 变化图

图 9 Θ_1 和 Θ_2 随 Re_ϕ 变化图

Fig.9 Variation of Θ_1 and Θ_2 with Re_ϕ

4 结 论

本文采用了结构化网格和 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型对有去旋进气下的共转盘腔内的流动和换热进行了数值研究,通过计算,得出以下结论:

1) 在相同的转速下,盘腔内的 $V_\phi / \Omega r$ 在轴向上的分布随着 C_{wp} 的增大而增大; $V_\phi / \Omega r$ 在径向上的分布受去旋进气效应强度的影响,在不同半径范围内,表现出不同的变化趋势.

2) 在相同的转速和一定的冷气无量纲流量系数范围内,盘腔内的压力损失随冷气流量的增加呈“S”形变化趋势;同时,去旋角的大小也对盘腔内的压降具有重大影响.

3) 加热盘表面的局部努塞尔数随转速的增大而增大,随冷气无量纲流量系数的增大而增大,换热能力增强.

4) 去旋进气下,无量纲温度系数随旋转雷诺数变化呈“S”形变化趋势;在同样的条件下,去旋

θ 为预旋转静情况下的预旋角.由图可以看出,去旋进气下,出口气流无量纲温度系数随旋转雷诺数也呈现出一定的“S”形变化趋势,而预旋进气方式下,两物理量之间则呈现出单调递增的变化关系;同时,在其他盘腔结构不变的前提下,采用去旋进气共转盘腔结构模型比预旋进气转静盘腔结构模型的出口气流温度要低,这是因为去旋进气下,气流的切向速度分量方向与盘腔旋转方向相反,从而加大了出口冷气的切向速度与转盘的速度差,使得在绝对参考坐标系下,盘腔中流体的切向速度减小,甚至为 0.动盘内侧的换热效果得到加强,出口气流温度降低.

进气出口气流温度比预旋进气要低,冷却效果要好.

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] Firouzian M, Owen J M, Rogers R H. Flow and heat transfer in a rotating 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.
- [4] Firouzian M, Owen J M, Rogers R H. Flow and heat transfer in a rotating 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.
- [5] Morse A P. Numerical prediction of turbulent flow in rotating cavities[R]. ASME Paper No. 87-GT-74, 1987.

- [6] 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 No. 89-GT-184,1989.
- [7] 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.
- [8] 黄爱霞,王锁芳. 反旋进气盘腔内流动与换热的数值研究[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)
- [9] Friedl W H,Peitsch D,Negulescu D,et al. Improvement of high pressure turbine air systems by de-swirl nozzles[C] // Proceedings of the 22nd Computers and Information in Engineering Conference. Montreal, Que, Canada: American Society of Mechanical Engineers,2002(1):331-336.
- [10] 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.
- [11] 陶文铨. 数值传热学[M]. 西安: 西安交通大学出版社,1998.
TAO Wenquan. Numerical heat transfer[M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press,1998. (in Chinese)
- [12] 王锁芳,朱强华,栾海峰,等. 高位预旋进气转静盘腔换热实验[J]. 航空动力学报,2007,22(5):1216-1221.
WANG Suofang,ZHU Qianghua,LUAN Haifeng,et al. Experimental study on heat transfer in rotor-stator cavity with high-positioned pre-swirl in flow[J]. Journal of Aerospace Power,2007,22(5):1216-1221. (in Chinese)