

圆孔型预旋喷嘴转静盘腔内流动换热特性数值研究

程舒娴, 高铁瑜, 李 军

(西安交通大学 能源与动力工程学院 陕西 西安 710049)

摘 要: 运用 RANS(数值求解三维) 方程和 SST(紊流模型) 的方法研究了圆孔形预旋喷嘴转静盘腔内流动换热特性。通过数值计算获得的实验测量预旋盘腔内的阻力系数和努赛尔数与实验数据吻合良好, 验证了数值方法的有效性。分析了 3 种不同进气预旋比和湍流系数对圆孔型预旋喷嘴转静盘腔内的流动换热特性的影响。研究结果表明: 旋流比、阻力系数和转盘表面换热随着湍流系数的增大而增大。阻力系数由于受旋转泵效应的影响沿径向逐渐增大, 受进气影响在进出口附近周向不均匀较为明显。进气预旋比较小时, 转盘对气流做功提高气流总温, 当进气预旋比达到 1.5 左右时, 转盘无需推动气流转动, 气流总温相对较低。进气流冲击导致进气位置转盘表面 Nu 周向分布不均匀, 并导致形成转盘表面强换热区。

关 键 词: 转静盘腔; 预旋喷嘴; 流动传热; 数值模拟

中图分类号: V231.1 文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlge.2016.04.010

引 言

现代航空发动机涡轮采用预旋喷嘴进气技术对转静盘腔进行冷却, 减少主流高温燃气入侵和降低盘腔温度, 保证涡轮部件安全高效运行。掌握预旋喷嘴进气转静盘腔内流动换热特性及其影响机制, 对涡轮二次空气系统设计具有重要作用^[1-2]。

国内外科研人员采用实验测量和数值模拟方法对预旋喷嘴转静盘腔内流动换热特性的进行了研究。Lock 等采用液晶实验测试技术研究了预旋比、旋转雷诺数和紊流系数对预旋喷嘴转静盘腔内流换热特性^[3]。研究结果表明盘腔内换热主要有预旋喷嘴射流区域的惯性效应和低流量粘性效应控制, Nu 数随着旋转 Re 数的增加而增加; Javiya 等人采用 3 种不同的计算模型数值研究了预旋喷嘴对转静盘

腔内流动换热特性的影响, 研究结果指出由于预旋盘腔内的旋涡流动和冲击射流, 紊流模型对于计算结果具有影响^[4]; 罗翔等从维度模型和紊流模型两个角度研究了高压涡轮旋转盘腔内的流动换热特性, 结果指出主盘面的换热主要受中心入流控制, 二维和三维计算差别有限^[5]; Realizable $k-\epsilon$ 紊流模型具有较好的模拟精度; 陈淑仙等数值研究了反向旋转盘腔内流动特性^[6]。研究结果表明旋转 Re 数越大, 盘腔内的压力越低; 反向同速旋转有助于增大盘腔内的压力; 林立等人采用热敏液晶瞬态技术实验测量了小流量下的中心进气转静系盘腔传热特性^[7]。研究结果表明流量变化对动盘面中低半径处传热影响较大, 对高半径处影响较小; 高庆等人数值研究了动静系盘腔处轮缘密封阻止高温燃气入侵盘腔内流动传热特性^[8]; Liao 等人数值研究了预旋喷嘴几何参数、轮盘转速以及预旋进气无量纲流量对绝热预旋效率、总压损失、喷嘴流量系数等评价指标的影响规律^[9]。

预旋喷嘴的转静盘腔内的流动换热特性的研究需要在预旋比、旋转雷诺数以及预旋喷嘴的几何结构参数对其影响机制和作用机理上进一步开展深入研究, 为高性能的预旋喷嘴和最佳的冷气流设计提供技术支持。本研究以实验测量的圆孔形预旋喷嘴的转静盘腔内的流动传热特性为研究对象, 在验证数值方法可靠性的基础上, 研究了不同预旋比和湍流系数对转静盘腔内流动和传热特性的影响特性, 为圆孔形预旋喷嘴的转静安全可靠运行提供参考。

1 计算模型和数值方法

以实验测量的圆孔型预旋喷嘴进气转静盘腔作

收稿日期: 2015-11-04; 修订日期: 2015-11-25

基金项目: 国家自然科学基金(51376144)

作者简介: 程舒娴(1993-), 女, 江苏人, 西安交通大学硕士研究生。

通讯作者: 李 军(1971-), 男, 西安交通大学教授, 博士生导师, E-mail: junli@mail.xjtu.edu.cn.

为研究对象^[3,10]。图 1 给出了转静盘腔 $z-r$ 截面的几何结构,其主要参数如表 1 所示。圆孔型预旋喷嘴布置在静盘上,喷嘴低于转盘上的接收孔,为低位进气转静系统。二次冷却气流在径高 r_p 处经具有 20° 倾角和直径为 d_p 的预旋喷嘴进入盘腔。冷却气体经预旋喷嘴后具有与转盘旋转方向一致的切向速度,降低了气流的相对总温,增强了冷却效果。进入预旋腔室的冷却空气与盘腔内气体混合,对转盘进行冷却,最后在径高 r_b 处经直径为 d_b 和长度为 L 的接收孔流出,完成对转盘的冷却。

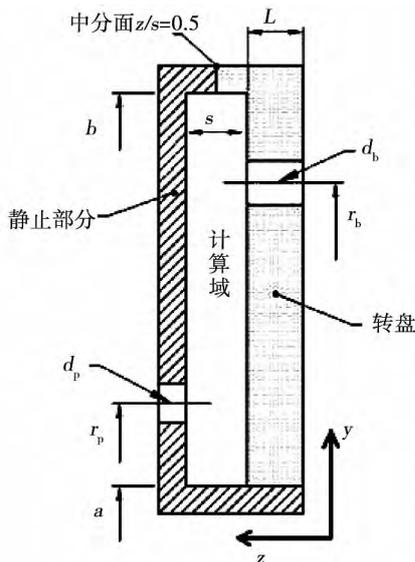


图 1 盘腔 $z-r$ 截面几何结构图

Fig. 1 Geometrical profile of cavity at $z-r$ section

表 1 预旋进气盘腔结构主要结构参数

Tab. 1 Main structural parameters of preswirl inlet cavity

参数	数值
外半径 b /mm	216
内半径 a /mm	145
间隙 s /mm	11
进气通道直径 d_p /mm	7.1
进气角 θ /($^\circ$)	20
进气中心径高 r_p /mm	160
出口通道直径 d_b /mm	8
出口通道长度 L /mm	10
出流孔中心径高 r_b /mm	200

图 2 是计算模型区域和进出口边界的示意图。由于盘腔结构呈轴向旋转对称,为简化计算,取 30° 扇形盘腔模型,模型以中分面 ($z/s = 0.5$) 将转静

部分分开,静止部分一侧建立静止域;转盘部分一侧建立旋转域,旋转域绕轴匀速旋转。静止域与旋转域的交界面采用冻结转子法传递数据。静止部分上存在遍布盘腔一周并呈轴向旋转对称的 24 个圆孔型预旋喷嘴,转动部分整体绕轴匀速旋转,其上部存在同样遍布盘腔一周并呈轴向旋转对称的 60 个接收孔。

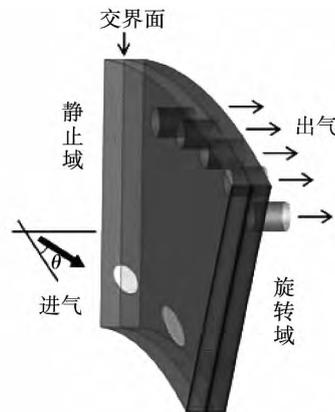


图 2 计算模型区域和进出口边界

Fig. 2 Computational domain and inlet/outlet boundary conditions

计算区域采用多块结构化计算网格,壁面第一层厚度设为 0.001 mm ,以满足 SST 湍流模型对盘腔壁面网格 $y^+ \approx 1$ 的要求。流体介质为 $25\text{ }^\circ\text{C}$ 的空气,壁面均为无滑移条件。进口条件给定速度与总温 328 K ,出口处以大气压强作为给定的静止参考系平均静压,静止壁面设定为绝热,转盘给定温度 293 K 。左右 2 个转静连接面设定为绕轴的旋转对称面。为了验证数值方法的可靠性,进行了网格无关性验证。图 3 给出了 655 万、297 万、195 万和 129 万网格数计算获得的转静盘腔系统出口排气系数 $C_{d,b}$ 的变化。

$$C_{d,b} = \dot{m}_b / \dot{m}_i \quad (1)$$

式中: \dot{m}_b —实际出口流量 kg/s ; \dot{m}_i —等熵气流流量 kg/s 。

由图 3 可知,当网格数在 300 万左右时,网格数对计算排气损失的影响可忽略。综合考虑运算量与准确性,选定 300 万左右网格数进行计算。

1.2 数值方法有效性

由于周向不均进气气流的作用,盘腔中的流动不完全关于转轴对称,因此取进气口附近间距 3° 的

5 个不同位置的数据进行分析比较,以反映出参数的周向不均匀性。

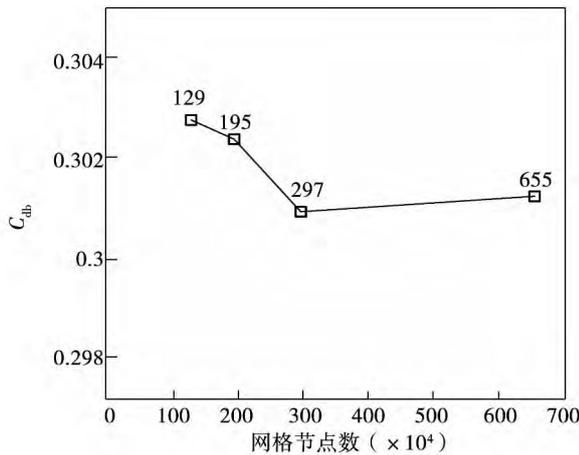


图 3 转静系盘腔出口排气系数与计算网格的关系

Fig. 3 Exhaust coefficients at the exit of stator - rotor cavity vs. computational grid numbers

旋流比 β 定义为:

$$\beta = v_{\varphi} / (\Omega r) \quad (2)$$

式中: v_{φ} — 气流切向速度, m/s; Ω — 盘腔角速度, rad/s; r — 径向高度, mm。当 $r = r_p$, v_{φ} 为进气时气流的切向速度时,得到进气预旋比 β_p 。

湍流系数 λ_T 定义为:

$$\lambda_T = c_w Re_{\varphi}^{-0.8} \quad (3)$$

无量纲质量流量 c_w 定义为:

$$c_w = \dot{m} / (\mu b) \quad (4)$$

式中: μ — 空气的动力粘度, Pa·s; \dot{m} — 进口处空气的质量流量, kg/s。

旋转雷诺数 Re_{φ} 定义为:

$$Re_{\varphi} = \rho \Omega b^2 / \mu \quad (5)$$

式中: ρ — 空气密度, kg/m³。

对中分面 $z/s = 0.5$ 处的阻力系数 ξ 沿径向的分布规律进行分析。阻力系数 ξ 定义为:

$$\xi = (p - p_p) / (0.5 \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r_p^2) \quad (6)$$

式中: p_p — 中分面进气高度上的静压, Pa。

换热特性主要通过对转盘表面的当地 Nu 分布规律进行研究。

$$Nu = q_w r / [k(T_w - T_{w,ad})] = hr/k \quad (7)$$

式中: q_w — 壁面热流密度, kg/m³; k — 导热系数;

T_w — 壁面温度, K; h — 表面传热系数; 根据文献 [11] 壁面绝热温度 $T_{w,ad}$ 可由下式得出:

$$T_{w,ad} = T_{0,p} - \frac{v_{\varphi,p}^2}{2c_p} + R \frac{\Omega^2 r^2}{2c_p} \left(1 - \frac{v_{\varphi,p}}{\Omega r}\right)^2 \quad (8)$$

式中: $v_{\varphi,p}$ — 旋转核心区的速度切向分量。

图 4 给出了不同预旋比和湍流系数时 5 个周向位置处阻力系数沿径向的变化。由于旋转泵效应,流动受惯性影响有向高位流动的趋势,流动被盘腔顶部壁面阻碍后,形成了沿径向逐渐增大的压力分布。在 $r/b \approx 0.75$ 与 0.95 处,阻力系数受进气与出气的影响具有明显的周向变化。图 4(a) 所示在湍流系数 $\lambda_T = 0.127$,即粘性主导时,盘腔内流动均匀,这种周向变化并不剧烈,而如图 4(b)、图 4(c) 在 $\lambda_T \geq 0.235$,即惯性主导时,阻力系数受出气影响较大,在出气附近出现明显的峰值与谷值,其周向不均匀性随湍流系数的增大而减小,说明湍流系数越大,湍动能越强,流动受转静边界层影响越小。总体而言计算结果与实验值存在一定偏差,这种偏差可能由于流动的周向不均匀导致。

图 5 给出了 Nu 沿径向分布。 Nu 沿径向的分布在流动处于粘性主导区或惯性主导区时存在明显的差别。如图 5(a) 在 $\lambda_T = 0.127$ 时,流动处于粘性主导,在出口位置存在峰值,而其它位置由于流动稳定,仅在进口位置由于进气气流与盘腔内气体的混合导致 Nu 增加,周向不均匀性较小。如图 5(b)、图 5(c) 在 $\lambda_T \geq 0.235$ 时,流动进入惯性主导区,出口处仍存在峰值,但进口处进气流与盘腔内气体的混合随着 λ_T 的增大而增强,进口处 Nu 也进一步增大,并超过出口处的峰值,成为径向位置上的最大值。 λ_T 越大时不同周向位置的 Nu 越大,特别是图 5(c) 中周向不均匀更为明显,在喷嘴进口中心附近,传热尤为剧烈。如图 5(a)、图 5(c) 中, λ_T 较大或较小时数值计算结果要略小于实验值,图 5(c) 中计算结果的周向最小值与实验结果相近。而图 5(b) 中,在 $\lambda_T = 0.235$ 时计算结果与实验值相对较好,说明此时受周向不均匀影响最小。

2 结果分析与讨论

在验证数值方法有效性的基础上,进行了 3 种进气预旋比和湍流系数下的圆孔型预旋喷嘴进气转

静系盘腔内流动换热特性研究。

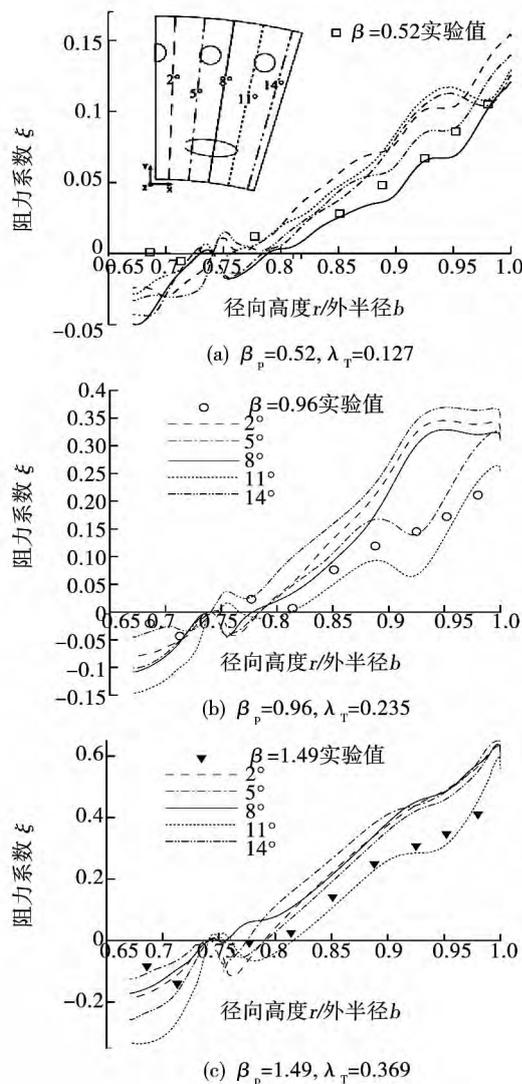


图4 阻力系数沿径向分布的曲线图
($Re_\phi = 0.78 \times 10^6$)

Fig. 4 Drag coefficient distribution along the radial direction ($Re_\phi = 0.78 \times 10^6$)

图6给出了中分面 $z/s = 0.5$ 处旋流比 β 在不同周向位置上径向分布。随着 λ_T 的逐渐增大,位于盘腔底部 ($r/b < 0.7$) 和盘腔顶部 ($r/b < 0.97$) 的曲线斜率增大,由于 $\lambda_T = 0.127$ 时流动仍处于粘性主导,在图中可以看到明显的层流边界层的速度变化,同时此处的数值计算与实验数据吻合良好。在 $0.85 < r/b < 0.97$ 时数值计算结果大于实验计算。原因在于数值计算采用的湍流模型对湍动能预测过大,增加了流动动能。

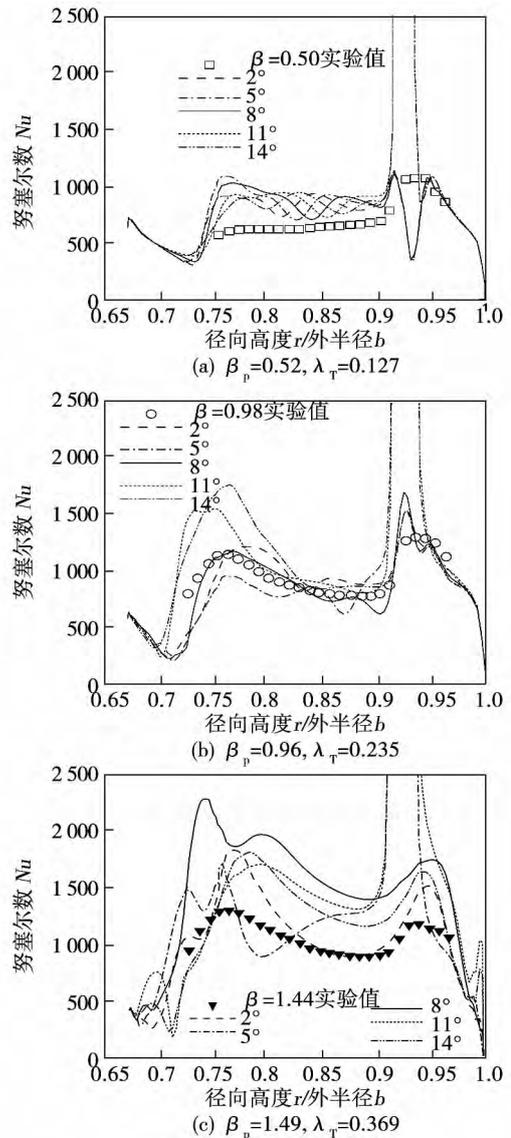


图5 Nu 沿径向分布曲线图 ($Re_\phi = 0.78 \times 10^6$)

Fig. 5 Nu distribution along the radial direction ($Re_\phi = 0.78 \times 10^6$)

表2给出了不同工况下进气预旋比与旋转核心区旋流比的值,工况1、2、3 ($\lambda_T = 0.127$) 中 $\beta_\infty/\beta_p \approx 0.60$,即进气气流流至旋转核心区时气流的切向速度分量已减小至进气时的60%;工况4、5、6 ($\lambda_T = 0.235$) 中 $\beta_\infty/\beta_p \approx 0.46$;工况7、8、9 ($\lambda_T = 0.369$) 中 $\beta_\infty/\beta_p \approx 0.44$ 。由此可知 λ_T 越大,惯性力相对粘性力所占的比重越大,进气气流与盘腔内气流混合越强烈,切向速度分量所受的影响越大。但惯性主导下 $\beta_\infty/\beta_p \approx 0.45$,而在粘性主导区, β_∞/β_p 的值上升到0.60,气流的切向速度分量仅消减了40%,较其它工况减小了15%,说明在处于粘

性主导区时 处于层流状态 进气与盘腔内原有气体 混合时切向速度损失较小。

表 2 不同工况下预旋比比较

Tab.2 Comparison of preswirl ratios at different conditions

工况	1	2	3	4	5	6	7	8	9
λ_T	0.127	0.127	0.127	0.235	0.235	0.235	0.369	0.369	0.369
$Re_\varphi (10^6)$	0.78	0.97	1.21	0.78	0.96	1.19	0.79	0.97	1.18
β_p	0.52	0.48	0.48	0.96	0.96	0.95	1.49	1.37	1.41
β_∞	0.31	0.29	0.30	0.44	0.45	0.43	0.65	0.61	0.61
β_∞/β_p	0.60	0.60	0.63	0.46	0.47	0.46	0.44	0.45	0.43

注: β_∞ —— 旋转核心处的预旋比($0.85 < r/b < 0.97$ 区域预旋比 β 的平均值)。

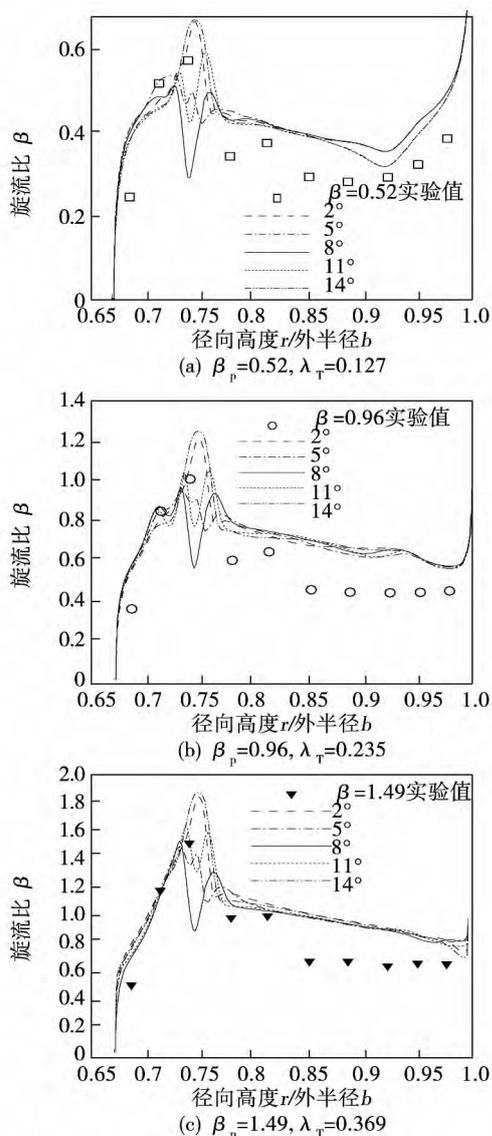


图 6 旋流比沿径向分布($Re_\varphi = 0.78 \times 10^6$)

Fig. 6 Swirl ratio distribution along the radial direction($Re_\varphi = 0.78 \times 10^6$)

图 6 是 3 种工况时旋流比沿径向的分布。由图可知周向不均匀进气主要影响 r_p 位置附近流动,位于进气高度处的最大旋流比 β_{max} 和在周向位置的最小值 β_{min} 。图 6(b)、图 6(c) 中由于 $\beta_p \geq 1$, $\beta_{max} > \beta_p \geq 1$, 仅受转盘的影响无法达到; 同时由于 β_{min} 的存在, 可知进气与盘腔内气流混合会在进气附近对气流切向速度产生较大的影响, 会改变局部的气流切向速度。从图 6 中看出核心区周向不同位置处 β 分布基本为旋转轴对称的, 说明当气流进入旋转核心后, 气流充分混合, 周向不均匀进气与气体出流对流动的影响可忽略。

定义无量纲阻力系数 ξ' 为:

$$\xi' = (p - p_e) / (0.5 \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r_p^2) \quad (9)$$

式中: p_e —— 1 个标准大气压。

图 7 是 ξ' 在中分面处进气高度 r_p 上的周向分布, 表明周向不均匀进气对周向压力分布的影响。从图中可以看出在进气附近存在较大的切向压力梯度, 且压力梯度的大小随着 λ_T 的增大而增大, 进一步说明了进气不均对气流切向速度的影响。

根据相对转盘速度轴向分布, 当 $\beta_p = 0.5$ 时, 流动边界层厚度约为 1.1 mm。当 $\beta_p = 1.0$ 时, 边界层厚度约为 0.8 mm。当 $\beta_p = 1.5$ 时, 边界层厚度约为 0.5 mm。

图 8 给出了转盘边界层外相对转盘马赫数的等值线云图。图 8(a) 与图 8(b)、图 8(c) 相比, 处于粘性主导, 湍动度不高, 进气与盘腔内原有气体混合时较平稳, 边界层外气流受转盘转动影响较小, 又因 β_p 不大, 因此相对转盘速度较大并且分布较均匀; 而图 8(b)、图 8(c) 中随着湍流系数的增大, 气流的惯性影响更大, 周向不均更明显, 尤其是图 8(c) 中在进出气

位置间出现了与进气流一一对应的高速区。

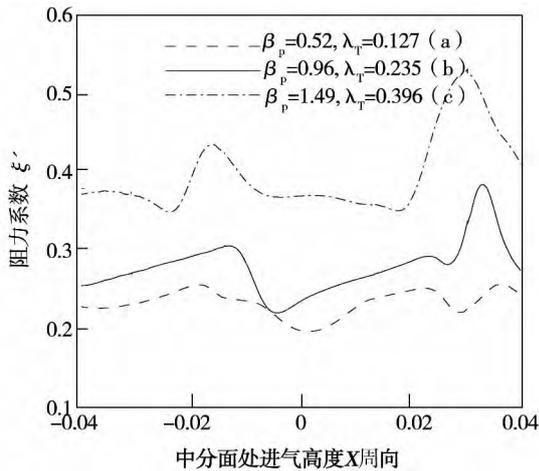


图7 ξ' 在中分面处进气高度上的周向分布
($x = -0.02$ 与 $x = 0.02$ 处为周向进气位置)
Fig. 7 ξ' distribution along the circumferential direction at the split plane of inlet height position
(circumferential inlet position at $x = -0.02$ and $x = 0.02$)

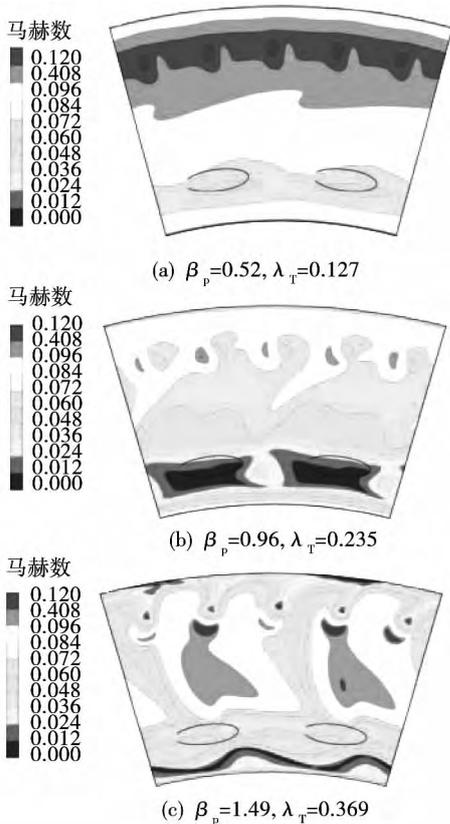


图8 转盘边界层外相对转盘马赫数云图分布
Fig. 8 Relative rotational disc Mach number contours in the outside of rotational disc boundary layer

图9 给出了中分面旋流比随进气预旋比的变化, 预旋比 β_p 在 0-3 的范围内变化时, 出口处预旋比 $\beta_2 \approx 1$ 。图中 $\beta_p < 1.5$ 时, 出口处 $\beta_2 > \beta_1$, 此时转盘带动气流旋转, 对气流做功, 气流的总温升高, 而 $\beta_p \approx 1.5$ 时 $\beta_1 \approx \beta_2$, 转盘对气流不做功。

定义无量纲总温差系数 Θ 为:

$$\Theta = (T'_0 - T_w) / (T_{0,p} - T_w) \quad (10)$$

式中: T'_0 — 相对转盘气流总温。

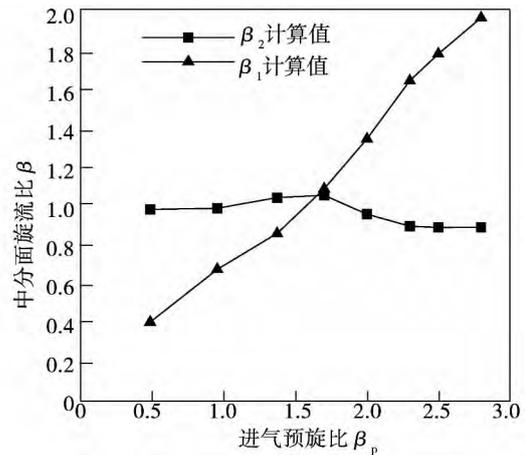


图9 中分面旋流比随进气预旋比变化
(1、2 分别位于进气和出气高度)

Fig. 9 Variation of swirl ratio at the split plane with inlet preswirl ratio (1 and 2 stands for inlet and outlet height positions)

图10 给出了转盘边界层外相对转盘总温的云图分布。 $\beta_p = 1.5$ 时气流相对总温明显小于 $\beta_p \leq 1.0$ 时, 进一步说明此时转盘对气流不做功。图10 (a) 中流动处于粘性主导, 气流混合较少, 图中气流总温径向变化明显。图10 (b)、图10 (c) 中由于进气的周向不均匀, 在进出气位置间出现了与进气流一一对应的高温区。

图11 给出了转盘壁面 Nu 的等值线云图。结合图9 与图10, 可以看到 $\lambda_T = 0.127$ 时, 由于气流相对速度径向分布上大下小, 相对总温上小下大, 周向分布均匀, 因此 Nu 径向周向变化不大。 $\lambda_T = 0.235$ 时, Nu 数受图10 (b) 中高温区影响, 在相应位置出现强换热区。 $\lambda_T = 0.369$ 时, Nu 数受图8

(c) 中高速区与图 10(c) 中高温区影响, 在相应位置出现较强的换热区。从图 8、图 9 与图 10 中可以看出转盘上 Nu 分布同时受相对转盘速度与相对转盘气流总温的影响, 且其影响均不可忽略。进气高度附近的强传热区是由于进气气流冲击转盘表面使得气流总温增大而形成。

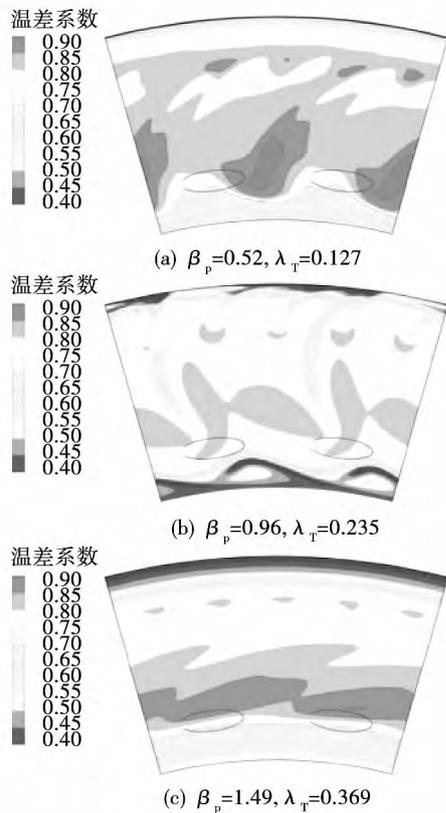


图 10 转盘边界层外相对转盘无量纲总温差云图分布

Fig. 10 Relative rotational disc non-dimensional total temperature contours in the outside of rotational disc boundary layer

3 结 论

本研究针对圆孔形预旋喷嘴转静盘腔内流动与换热特性进行了数值研究, 分析了不同进气预旋比和湍流系数下的流动传热结构, 并与实验值进行比较, 得到如下结论:

(1) 旋流比由于进气冲击的原因在不同周向位置处进气高度上取得最大值和最小值, 峰值大于进

气预旋比, 最小值小于核心区预旋比。粘性主导较惯性主导, 流动处于层流状态, 进气与盘腔内原有气体混合时切向速度损失较小;

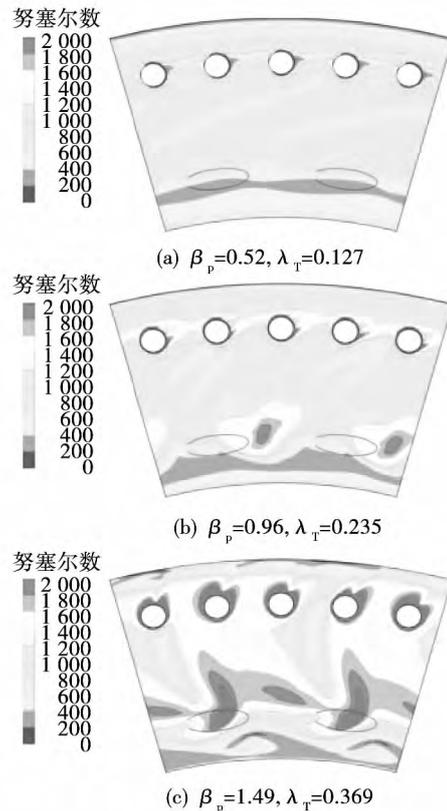


图 11 转盘壁面 Nu 云图分布

Fig. 11 Nu contours on the rotational disc wall

(2) 在进气预旋比小于 1.5 时, 转盘推动气流转动, 气流总温升高, 转盘表面 Nu 升高, 在进气预旋比大于 1.5 时, 转盘阻碍气流转动, 气流总温降低, 转盘表面 Nu 降低;

(3) 进气流冲击导致进气位置转盘表面 Nu 周向分布不均, 转盘边界层外的气流相对转盘速度与气流相对转盘的总温分布存在高速与高温区, 导致转盘表面强换热区的形成。

参考文献:

[1] Lewis P, Wilson M, Lock G, Owen JM. Physical interpretation of flow and heat transfer in preswirl systems [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2007, 129 (7): 769 - 777.

[2] 陶加银, 高庆, 宋立明, 李军. 涡轮轮缘密封非正常主流入

侵特性的数值研究[J],西安交通大学学报,2014,48(1):53-59.

TAO Jia-yin ,GAO Qing ,SONG Li-ming ,LI Jun ,Numerical investigations on the unsteady mainstream ingestion characteristics of turbine rim seals[J],Journal Of Xi'an Jiaotong University,2014,48(1):53-59.

[3] Lock GD ,Yan Y ,Newton PJ ,et al. Heat transfer measurements using liquid crystals in a preswirl rotating-disk system [J],ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,2005,127(4):375-382.

[4] Javiya U ,Chew JW ,Hills NJ ,et al. CFD analysis of flow and heat transfer in a direct transfer preswirl system [J],ASME Journal of Turbomachinery,2012,134(5):031017-1-9.

[5] 罗翔,冯野,徐国强,等.直接供气预旋静系流动和换热数值模拟[J],航空动力学报,2012,27(10):2188-2193.

LUO Xiang ,FENG Ye ,XU Guo-qiang ,et al. Numerical simulation of flow and heat transfer performances in a direct transfer pre-swirl system [J],Journal of Aerospace Power,2012,27(10):2188-2193.

[6] 陈淑仙,张靖周,谭晓茗,等.反向旋转盘腔内部流动特性[J],航空动力学报,2013,28(1):136-142.

CHEN Shu-xian ,ZHANG Jing-zhou ,TAN Xiao-ming ,et al. Flow characteristics inside counter-rotating disk cavity [J],Journal of Aerospace Power,2013,28(1):136-142.

[7] 林立,吴康,谭勤学,等.小流量下转静系盘腔传热特性[J],航空动力学报,2015,30(9):2058-2065.

LIN Li ,WU Kang ,TAN Qin-xue ,et al. Heat transfer characteristics of rotor-stator cavity with small mass flow rate [J],Journal of Aerospace Power,2015,30(9):2058-2065.

[8] 高庆,陶加银,宋立明,等.涡轮轮缘密封效率的数值研究[J],西安交通大学学报,2013,47(5):12-17.

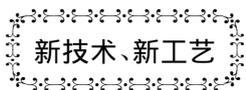
GAO Qing ,TAO Jia-yin ,SONG Li-ming ,et al. Numerical investigation on the sealing efficiency of the turbine rim seal [J],Journal of Xi'an Jiaotong University,2013,47(5):12-17.

[9] LIAO Gao-liang ,WANG Xin-jun ,LI Jun ,et al. Numerical investigation on the flow and heat transfer in a rotor-stator disc cavity [J]. Applied Thermal Engineering,2015,87:10-23.

[10] Yan Y ,Gord MF ,Lock GD ,et al. Fluid dynamics of a pre-swirl rotor-stator system [J]. Journal Of Turbomachinery-Transactions Of the ASME,2003,125(4):641-647.

[11] Newton PJ ,Yan YY ,Stevens NE ,et al. Transient heat transfer measurements using thermochromic liquid crystal. Part 1: An Improved Technique [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow,2003,24(1):14-22.

(姜雪梅 编辑)



有机朗肯循环余热回收技术

据《Motor Ship》2014年4月刊报道,法国 Enertime 公司已经研制了余热回收和发电用的船用有机朗肯循环系统,最多能使燃料消耗减少10%。

与蒸汽动力循环一样,有机朗肯循环系统利用热量蒸发流体。产生的蒸汽在涡轮内膨胀,产生机械能。后该流体(Enertime 所采用流体是 HFC-24fa)冷凝并泵入闭式循环。有机朗肯循环和蒸汽动力循环的主要差别是其使用具有较低沸点的有机流体,从而能够利用更低温度的热源。

Enertime 已经在装有4台双燃料发动机(总额定功率约为40 MW)和电力推进装置的新渡船上完成了可行性研究。排气热量用来产生压力为0.8 MPa、功率为1和7 MW的蒸汽。

与蒸汽动力循环相比,有机朗肯循环系统需要维护工作量少,具有良好的部分负荷效率,较高的利用率并能够在无常备监控的情况下运行。

(吉桂明 摘译)

centrifugal compressor ,secondary flow ,back-sweptness ,shock wave

某重型燃机环形燃烧室内 NO_x 生成的数值研究 = **Numerical Simulation of NO_x Formation in a Heavy Duty Gas Turbine Annular Combustion Chamber** [刊 汉]FU Zhong-guang ,SHI Li ,LIU Bing-han ,SHEN Ya-zhou (Key Laboratory of Condition Monitoring and Control for Power Plant Equipment (North China Electric Power University) ,Ministry of Education ,Changping District ,Beijing ,China ,Post Code: 102206) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 31(4) . -52 ~ 58

The NO_x emission characteristic of an annular combustion chamber in a heavy duty gas turbine is numerically studied using a validated model. The predicted results show that there are two main convergent flow regions with opposite revolving direction near the nozzle and two convergent flow regions after boss in the annular combustion chamber. The formation rate of thermal NO_x is lower in the region of main convergent flow due to relatively lower temperature in those regions which is approximately 1 600 ~ 1 700 K. However ,the temperature in convergent flow regions after boss is over 1 900 K ,and thus greatly enhance thermal NO_x formation rate. The OH mole fraction and thermal NO_x formation rate in the flow regions near the crust are relatively higher due to higher temperature in this region. **Key words:** gas turbine ,annular combustion chamber , NO_x formation ,numerical simulation

圆孔型预旋喷嘴转静盘腔内流动换热特性的数值研究 = **Numerical Investigations on the Flow and Heat Transfer Characteristics of the Rotor Stator System with Circle Pre-swirl Nozzles** [刊 汉]CHEN Shu-xian ,GAO Tie-yu ,LI Jun(School of Energy & Power Engineering ,Xi'an Jiaotong University ,Xi'an ,China ,Post Code: 710049) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 31(4) . -59 ~ 66

The flow and heat transfer characteristics of the rotor stator cavity with circle pre-swirl nozzle structures was numerically investigated using three-dimensional Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) and SST turbulence model. The numerical drag coefficient and Nu coefficient distributions in the rotor stator cavity agreed well with the experimental data. The reliability of the utilized numerical method was also demonstrated. Three different turbulent flow

parameters and pre-swirl ratios were used to analyze the flow and heat transfer performance of the rotor stator system with circle pre-swirl nozzles. The obtained results show as the turbulent flow parameter increases, swirl ratio, static pressure coefficient and the heat transfer on the rotating disc increase, and vary apparently along the circumference because of the impingement of the pre-swirl flow. The drag coefficient is gradually increasing along the radial direction due to the influence of the rotary pump, and the non-uniformity along the circumferential direction at the inlet and outlet position is observed due to the inlet pre-swirl flow influence. The rotational disc does work on the flow and increases the total temperature at the low pre-swirl inlet flow condition. The total temperature of the fluid is relative low at the pre-swirl ratio 1.5 because the rotational disc does not do work on the airflow or drive the flow rotation. The inlet flow impinges on the rotational disc and results in the non-uniformity distribution of the Nu along the circumferential direction. This flow behavior leads to the high heat transfer region on the rotational disc surface.

Key words: rotor stator cavity, pre-swirl nozzle, flow and heat transfer, numerical simulation

部分预混旋流火焰燃烧不稳定的大涡模拟 = **Large Eddy Simulation of Combustion Instabilities in a Partially Premixed Swirl Stabilized Flame** [刊, 汉] LIU Wei-jie, GE Bing, ZANG Shu-sheng, WENG Shi-lie (Key Laboratory for Power Machinery and Engineering of Ministry of Education, School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, China, Post Code: 200240) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(4). -67~73

Large eddy simulation (LES) of a methane/air partially premixed swirl stabilized flame is carried out to investigate combustion instabilities in a gas turbine model combustor. The finite-rate chemistry model with a two-step simplified reaction mechanism is used to simulate the turbulent combustion. The subgrid-scale turbulent stress is modeled using WALE eddy-viscosity model. Numerical results show that the parameters in terms of pressure, velocity, and mixture fraction and heat release rate in the combustor oscillate at the same frequency. The main frequency of combustion oscillation is 517 Hz and the relative amplitude of pressure fluctuation is 2.9%. Combustion instabilities lead to flame flashback into the nozzle at a certain time during the oscillation period. Vortex generation and shedding off in the outer shear layer result in unsteady heat release fluctuation, meanwhile, heat release feeds back to the