

流量比对高位预旋进气涡轮转静盘腔换热影响的数值研究^{*}

刘非凡, 马爱纯, 胡日骅

(中南大学 能源科学与工程学院, 湖南 长沙 410083)

摘要: 为提高冷气与涡轮盘的换热效果, 针对高位预旋 30° 进气的转静腔耦合涡轮盘系统进行了数值模拟, 研究了不同转静腔入口流量比率和转速对系统换热效果的影响, 并对涡轮盘壁面平均努塞尔数 $\overline{Nu}$ 、盘体最高温度、盘体温度均匀性进行了分析。结果表明: 转速为 $1 \times 10^4 \text{ r/min}$ 时, 随着转静腔1和2的入口流量比率 P 从1增加到6, 左壁面 $\overline{Nu}$ 稍有上升, 右壁面 $\overline{Nu}$ 先增后减, 在 $P=3$ 时最大; 盘体最高温度降低, 且 $P<3$ 时降幅较大, 之后较小。盘体温度均匀性受 P 影响较小, $P>2$ 后, 左右两侧径向温度均匀性几乎一致, 轴向温度均匀性均优于径向, 盘缘处轴向温度均匀性最差, 越靠近轴心均匀性越好。在转速为 $6 \times 10^3 \sim 1.2 \times 10^4 \text{ r/min}$ 时, 随转速增大, 系统换热效果增强。当转速 $<1 \times 10^4 \text{ r/min}$ 时, 随 P 增大, 冷气与涡轮盘之间换热不断改善; 转速 $>1 \times 10^4 \text{ r/min}$ 后, P 在3附近综合换热效果较好。

关键词: 涡轮转静盘腔; 数值模拟; 入口流量比率; 努塞尔数; 温度均匀性

中图分类号: V231.3 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2022) 05-200620-08

DOI: 10.13675/j.cnki. tjjs. 200620

Numerical Study on Effects of Inlet Flow Ratio on Heat Transfer in Turbine Rotor-Stator Disk-Cavity with High-Positioned Pre-Swirl Inflow

LIU Fei-fan, MA Ai-chun, HU Ri-xing

(School of Energy Science and Engineering, Central South University, Changsha 410083, China)

Abstract: Numerical simulation was carried out for a rotor-stator cavity coupling turbine disk system with high-positioned pre-swirl inflow of 30° to improve the heat exchange effect of cool air and the turbine disk. The influence of inlet flow ratio and rotational speeds on the heat exchange effect of system was investigated, and the $\overline{Nu}$ of the turbine wall, maximum disk temperature and disk temperature uniformity were analyzed. The results show that when the rotational speed is $1 \times 10^4 \text{ r/min}$, with the inlet flow ratio P of the rotor-stator cavity 1 to 2 increasing from 1 to 6, the $\overline{Nu}$ on the left wall slightly increases. The $\overline{Nu}$ on the right wall increases to the maximum when P is 3 and then drops. The maximum disk temperature decreases dramatically when P is lower than 3, and then decreases slightly. The disk temperature uniformity is less affected by P . When P is greater than 2, the radial temperature uniformity on the left and right wall is almost the same. The axial temperature uniformity is always better than the radial temperature uniformity. The axial temperature uniformity at the disk rim is the worst, which

^{*} 收稿日期: 2020-08-23; 修订日期: 2021-03-10。

作者简介: 刘非凡, 硕士生, 研究领域为涡轮盘腔流动与换热。

通讯作者: 马爱纯, 博士, 副教授, 研究领域为流体流动换热仿真。

引用格式: 刘非凡, 马爱纯, 胡日骅. 流量比对高位预旋进气涡轮转静盘腔换热影响的数值研究[J]. 推进技术, 2022, 43(5): 200620. (LIU Fei-fan, MA Ai-chun, HU Ri-xing. Numerical Study on Effects of Inlet Flow Ratio on Heat Transfer in Turbine Rotor-Stator Disk-Cavity with High-Positioned Pre-Swirl Inflow [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2022, 43(5): 200620.)

turns better, near the axis. When the rotational speed is $6 \times 10^3 \sim 1 \times 10^4 \text{ r/min}$, the heat transfer between the cool air and the turbine disk is enhanced with increasing the rotational speed. When the rotational speed is less than $1 \times 10^4 \text{ r/min}$, the heat transfer effect of the system improves continuously with the increase of P . The heat change effect is optimal when P is around 3 for the rotational speed is more than $1 \times 10^4 \text{ r/min}$.

Key words: Turbine rotor-stator disk-cavity; Numerical simulation; Inlet flow ratio; Nusselt number; Temperature uniformity

1 引言

随着现代航空发动机对推重比要求越来越高,涡轮前燃气温度不断升高,使得发动机内涡轮盘等关键部件承受很大的热负荷和温度梯度。涡轮盘冷却主要受其两侧转静腔内冷气流动换热特性的影响,国内外学者针对涡轮转静盘腔内流动换热进行了大量研究。

在试验研究方面,Meierhofer等^[1]研究了预旋进气对盘腔内流动特性的影响,证实预旋进气可降低冷气相对总温;Luo等^[2-3]对低位进气盘腔结构提出一个新的湍流参数指标评价盘腔内流动特性,发现该湍流参数对盘腔内流动影响较大;徐国强等^[4-7]分别对预旋 30° 进气和垂直进气的盘腔系统进行了研究,发现盘面平均努塞尔数 $\overline{Nu}$ 随旋转 Re 增大而单调递增,转盘面温度随径向半径增大而增大。随着CFD技术发展,数值模拟成为分析转静盘腔内流动换热特性的重要手段,如侯伟韬等^[8]分析了不同喷嘴径向位置下转盘接收孔周向角度对盘腔传热特性的影响,得出在不同喷嘴位置下,均有最佳接收孔角度;Wilson等^[9]模拟了不同喷嘴进气径向位置对盘腔内流动换热特性的影响,发现随预旋孔径向半径增大盘体无量纲温降和转盘面 $\overline{Nu}$ 先增大后减小;文献[10-15]研究了预旋喷嘴径向角度、长径比、喷嘴与转静腔接合处半径等几何参数对盘腔换热流动换热特性的影响。有些研究者同时采用了数值和试验的方法,如刘高文等^[16-17]研究了喷嘴长径比和预旋角度对预旋系统流动特性的影响,发现长径比约为2.5时预旋效率最高;林立等^[18]对低位预旋进气转静盘腔进行了研究,引入了腔内有效角动量概念,发现角动量系数与湍流流动参数及预旋来流 Re 有关;文献[19]研究了高位预旋进气转静盘腔系统换热特性。

目前研究主要集中于喷嘴进气预旋角度以及径向位置等参数对单一转静腔内流动换热特性的影响,将转静腔与涡轮盘进行耦合传热计算很少。丁水汀等^[20-21]虽针对涡轮盘与转静腔进行了耦合传热计算,但将涡轮盘简化成均匀厚度圆盘,且只考虑了

耦合单侧转静腔,未对盘体温度均匀性进行分析。为探究涡轮转静盘腔系统换热规律,本文针对实际形状和尺寸的涡轮盘耦合双侧高位预旋进气转静腔系统开展数值研究,分析盘腔内传热特性及盘体温度分布特点,并研究不同转静腔入口流量比率对系统传热特性的影响规律。

2 计算模型和方法

2.1 计算模型

考虑涡轮盘腔系统的周期性,为简化计算,选取1/60涡轮转静盘腔系统几何模型进行数值研究,见图1。60对预旋喷嘴均匀分布在两侧静盘上,60个接收孔均匀分布在涡轮盘左侧靠近盘缘处,其孔径均为5mm。系统工作时,两股冷却气体分别经预旋喷嘴1和2进入转静腔内,左侧冷却气体进入转静腔1对涡轮盘左壁面进行冷却后,流入涡轮盘上的接收孔,从出口孔流出进一步冷却涡轮叶片;右侧冷却气体流入转静腔2对涡轮盘右壁面进行冷却后从出口缝流出。

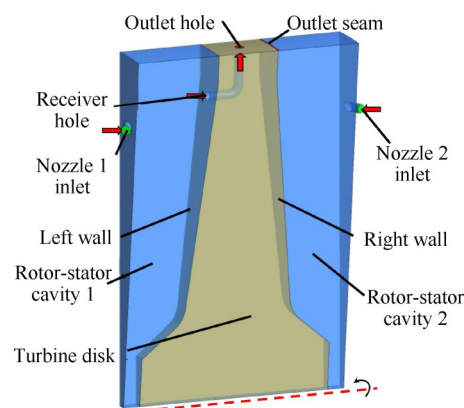


Fig. 1 Geometric model of turbine disk-cavity system (1/60 model)

图2为模型 y - z 截面几何结构,其主要结构参数见表1,喷嘴预旋角度 $\theta_3=30^\circ$ 。

2.2 网格划分

运用ICEM 18.0软件对计算模型中各个域网格进行单独划分,涡轮盘固体域采用非结构化网格划

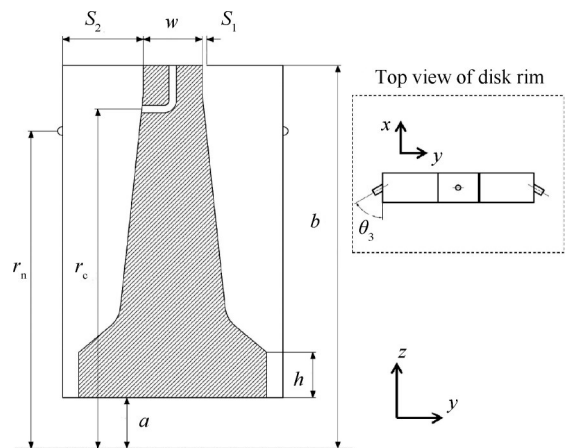


Fig. 2 Geometrical profile of computational model at y-z section

Table 1 Main structural parameters of model (mm)

Parameter	Value
Height of disk hub h	31
Inner radius of disk a	53.5
Outer radius of disk b	281
Center radius of nozzle inlet r_n	236
Center radius of receiver hole r_c	251
Width of outlet seam S_1	1
Disk spacing S_2	54.8
Width of disk rim w	40

分,转静腔流体域 1 和 2 采用结构化网格划分,对预旋喷嘴和冷气出口孔以及涡轮盘近壁面等流动参数变化剧烈区域局部加密。

在网格数 220 万~360 万选取五种不同的网格尺寸进行了网格无关性验证,各网格尺寸下的盘体最高温度如表 2 所示,由表中数据可以看到,不同网格尺寸下,盘体最高温度波动低于 1‰。考虑到低网格数量时计算收敛性稍差,而网格数量过大时,需要耗费大量计算机资源,因此在后续研究中选用网格数为 282 万进行计算,此时各计算域网格划分结果如图 3 所示。

Table 2 $T_{\max}$ with different grid numbers

Grid number	2.24×10^6	2.47×10^6	2.82×10^6	3.02×10^6	3.56×10^6
$T_{\max}/\text{K}$	1059.7	1060.1	1061.0	1060.5	1059.8

2.3 边界条件

涡轮盘工作转速 $1 \times 10^4 \text{ r/min}$,周期面设置为周期性对称边界条件;固体壁面速度采用无滑移壁面条件,流体域壁面默认为绝热面。流体介质假定为可压缩理想气体,流体域 1 和 2 均采用流量入口边界条件,总质量流量为 $25 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$,根据涡轮盘实际冷却状

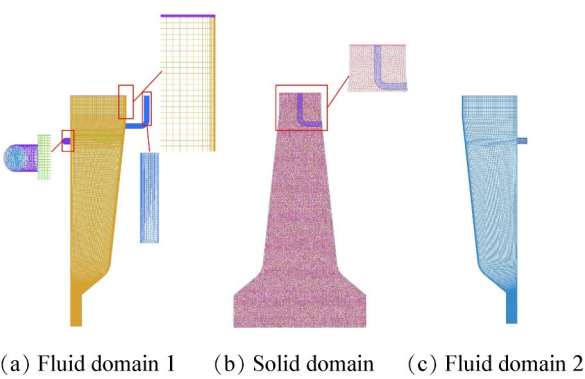


Fig. 3 Compute domain meshing

态,参考文献[22]入口总温设为 700K,主要物性参数按 Sutherland 公式随温度变化;出口孔及出口缝的出口压力均设为平均静压 1MPa。涡轮盘材料选用 GH4169 合金,在 700~1000K 工作温度内其物性参数变化幅度在 10% 以内^[23],本文设置为 700K 时的物性参数;根据涡轮盘实际工作时盘缘温度范围,在盘缘上表面施加热流密度为 $420 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$ 的热源。

2.4 模型验证

采用 ANSYS CFX 18.0 进行三维稳态计算。选取 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型描述流体流动,因其考虑旋转,广泛应用于高旋转雷诺数流动,流固交界面网格连接方式为 GGI interface。为验证所选湍流模型可靠性,本文选用文献[6-7]中实验模型(见图 4),建立对应的 1/12 简化数值模型(见图 5)进行数值计算。实验中转速 1000r/min;入口质量流量 83.3g/s,温度 288K;出口静压 0Pa,其余边界条件与 2.3 节相同。选取涡轮盘径向迎风面温度与文献中实验数据进行对比。由图 5 可见,在无量纲半径 r/b (r 为径向距离)为 0.4~0.7 时,数值计算结果稍高于实验结果,但最大计算误差 <5%,其余位置吻合较好。主要原因可能是数值计

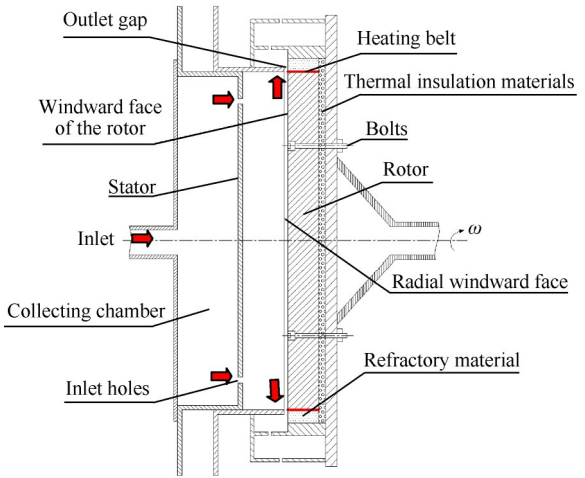


Fig. 4 Experimental model

算中忽略了热导率较大的螺栓加剧了其附近区域传热,使得实际测量温度稍低于仿真计算温度。总体上,仿真模型计算结果与实验结果吻合较好。

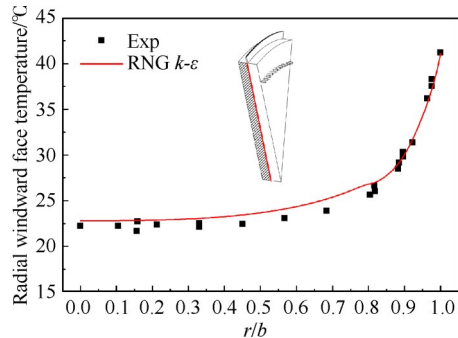


Fig. 5 Comparison of radial windward face temperature of turbine disk

3 结果讨论与分析

3.1 评价指标

(1) 壁面平均努塞尔数

涡轮盘左右壁面的平均努塞尔数能直观反映冷气与涡轮盘间换热强度,其计算式为

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h} b}{\lambda_{\text{fluid}}} \quad (1)$$

式中 λ_{fluid} 为流体热导率, $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$; $\bar{h}$ 表示壁面平均对流换热系数。

$$\bar{h} = \frac{q}{T_w - T_f} \quad (2)$$

式中 q 为涡轮盘壁面平均热流密度, $\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$; T_w 为涡轮盘壁面, K ; T_f 为转静腔内流体算术平均温度, K 。

(2) 盘体最高温度

涡轮盘最高温度 T_{max} 位于盘缘,其大小反映涡轮盘冷却效果。

(3) 温度不均匀系数

盘体温度分布均匀性影响涡轮盘热应力,常用温度不均匀系数 T_v 描述, T_v 越小,温度越均匀。其计算式为

$$T_v = \frac{S}{\bar{T}_c} \quad (3)$$

式中 $\bar{T}_c$ 是特征点的平均温度, K ; S 为特征点温度方差。

$$S = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (t_i - \bar{t})^2} \quad (4)$$

式中 n 为特征点数量; i 代表第 i 个特征点; t_i 代表 i 特征点温度, K 。

3.2 转静腔入口流量比率设置

两侧转静腔入口进气流量比率对系统换热有较大影响,定义转静腔入口流量比率为

$$P = Q_1/Q_2 \quad (5)$$

式中 Q_1 为转静腔 1 入口流量, g/s ; Q_2 为转静腔 2 入口流量, g/s 。

保持计算模型总质量流量恒定为 25 g/s , 设计 6 种不同入口流量比率,见表 3。

Table 3 Setting of P

Case	$Q_1/(\text{g/s})$	$Q_2/(\text{g/s})$	P
1	12.5	12.5	1
2	16.7	8.3	2
3	18.8	6.2	3
4	20.0	5.0	4
5	20.8	4.2	5
6	21.4	3.6	6

3.3 流动结构分析

图 6 给出了 $P=1, 3, 6$ 时转静腔内流线分布。从图中可以看出,当 $P=1$,即转静腔 1,2 进气流量相等时,流体从两侧喷嘴进入转静腔后,主要受入射惯性力影响,先冲击涡轮盘壁面,再以冲击点为界,分别向高、低半径方向流动,由于受转盘“泵吸”作用较弱,较少流体向下流动,在高半径区域形成漩涡,此外,转静腔 1 侧由于接收孔的存在,喷嘴上方区域流体扰动程度强于转静腔 2 侧。 P 从 1 增加至 3 后, Q_1 增大,转静腔 1 内位于接收孔下方的漩涡向下扩展,腔内流体扰动程度明显增加,同时转静腔 2 由于进气流量减少,流体入射惯性力减小,受“泵吸”作用增强而先向下流动,之后受离心力作用发生回流,喷嘴附近漩涡消失。 P 进一步增加,转静腔 1 内漩涡进一步向低半径区域扩展,流体扰动程度继续增强,转静腔 2 流体流动结构基本不变。

3.4 涡轮盘壁面平均努塞尔数

图 7 给出了涡轮盘左右壁面 $\overline{Nu}$, T_w 随 P 的变化曲

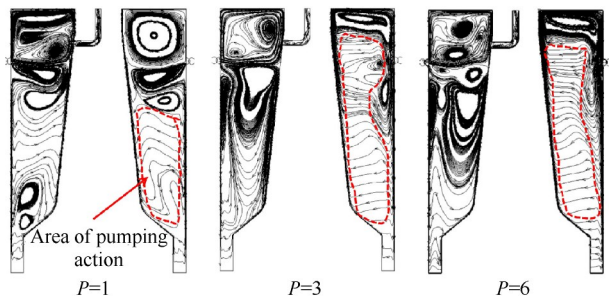


Fig. 6 Streamlines chart in cross section of receiver holes at different P

线。由图 7(a)可见,随着 P 增加, Q_1 增加,转静腔 1 内流体扰动程度增强,冷气与壁面换热有所增强,左壁面 $\overline{Nu}$ 稍有上升,增大了 3%;右壁面 $\overline{Nu}$ 先上升而后下降, $P=3$ 时取得最大,这主要是因为随着 Q_2 不断减少,流体冲击冷却效果不断减弱,“泵吸”作用不断增强,流体与涡轮盘整个右壁面换热更加均匀,右壁面 $\overline{Nu}$ 有所上升, $P>3$ 后由于换热均匀性已无明显改善,同时冷气流量进一步减少,因此 $\overline{Nu}$ 下降。

由图 7(b)可知,随 P 增大,左壁面 T_w 先降低,当 $P>3$ 后基本稳定;右壁面 T_w 在 P 从 1 增加至 2 时变化很小,后当 $P>2$ 后直线上升。主要是因为当 P 增大时,转静腔 1 侧冷气流量增大,对左壁面冷却变好,因此左壁面 T_w 下降;右壁面 $\overline{Nu}$ 增加,换热增强,但由于冷气流量减少,冷气对右壁面冷却变差,右壁面 T_w 基本保持稳定,但 $P>3$ 后, $\overline{Nu}$ 降低,且冷气流量持续减少,因此右壁面 T_w 上升。

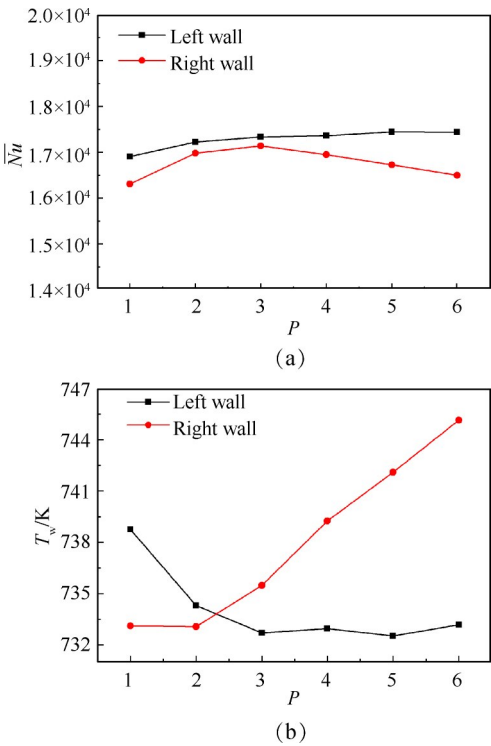


Fig. 7 $\overline{Nu}$ and T_w of turbine disk wall varies with P

综上, P 在 3 附近时,左右壁面 $\overline{Nu}$ 均达到较高水平,同时,左右壁面 T_w 均较小。

3.5 盘体最高温度

图 8 给出了不同 P 下盘缘温度分布云图及 $T_{\max}$ 。由图可见,当转静腔 1,2 入口流量相同 ($P=1$) 时,盘缘高温区面积最大且主要集中于带接受孔侧 (y 轴负侧), $T_{\max}$ 最高,达 1061.0K;随 Q_1 占比增加,带接收孔侧转静腔 1 内流体扰动增强,转静腔 2 内流体“泵吸”

作用增强,冷气对涡轮盘冷却效果变好,盘缘高温区域明显减少且两侧温度更均匀, $P=2$ 时, $T_{\max}$ 降低 15.9K, P 增至 3 时, $T_{\max}$ 再下降 4.9K,但随着 P 进一步增大,涡轮盘右壁面 $\overline{Nu}$ 降低,冷气对涡轮盘整体冷却效果改善已不明显,因此其降幅减小,且两侧温度均匀性稍有变差,高温区面积反而集中于接收孔另一侧。

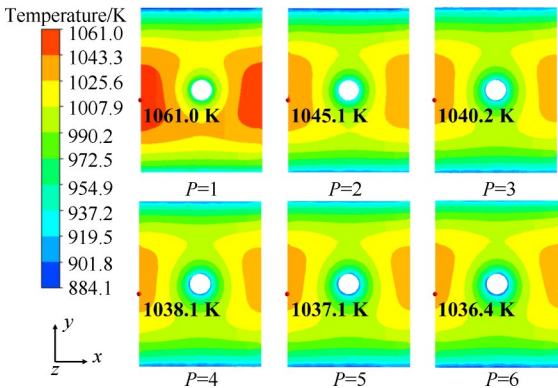


Fig. 8 Disk rim temperature profile at different P

出口孔冷气温度的高低影响涡轮叶片的冷却效果,图 9 给出了出口孔冷气平均温度与质量流量随流量比的变化曲线。随 P 增加,出口孔质量流量不断增加,冷气出口孔温度先急剧降低而后下降减缓,与 $T_{\max}$ 变化规律基本相似。

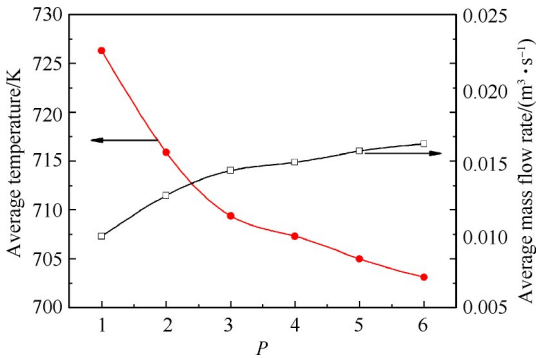


Fig. 9 Average temperature and mass flow rate of outlet hole change curve with P

3.6 盘体温度分布均匀性

图 10 给出了流体域 1 内沿图中红线流体的径向温度分布。可以看出,流体温度沿径向半径增大方向缓慢升高; $0.8 < r/b < 0.9$ 时,此处位于喷嘴入流位置,冷气流量较大,温度相对较低, $P>1$ 时此处温度反而比之前降低; r/b 到 9 以后温度急剧升高。所以流量比率变化主要影响接收孔以上区域流体温度,对低半径区域影响很小。

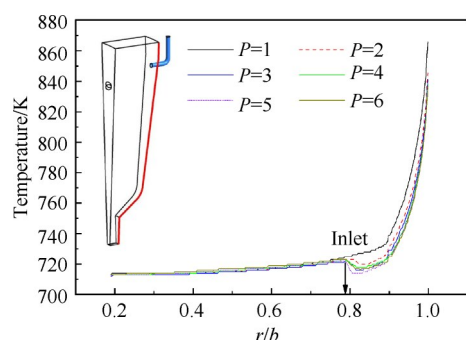


Fig. 10 Radial temperature distribution of fluid domain 1

由图10可知,盘体温度梯度主要集中于高半径区域,为使对比效果明显,选取涡轮盘径向半径153.5mm以上的壁面区域对盘体径向温度均匀性进行分析,分别选取图12中Clip 1和Clip 2两个面上沿中心线等间距分布的5个特征点计算 T_v ,两个面特征点分布一样。此外,由于盘缘高温区轴向温度梯度最大,故选取盘缘区域来分析盘体轴向温度均匀性,并计算 $x=8\text{mm}$,无量纲半径 r_i/b (r_i 为特征点径向半径)分别为1,0.96和0.93的三组均匀分布的特征点的 T_v 。具体选取见图11。

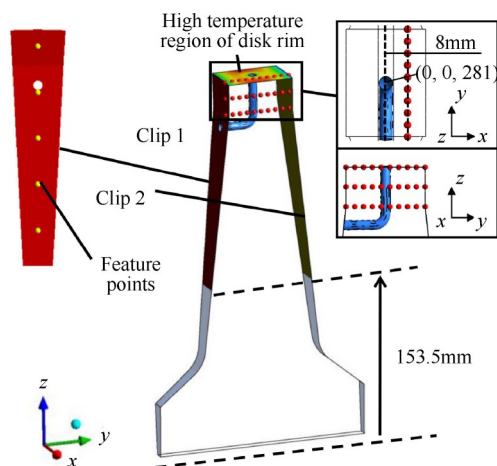
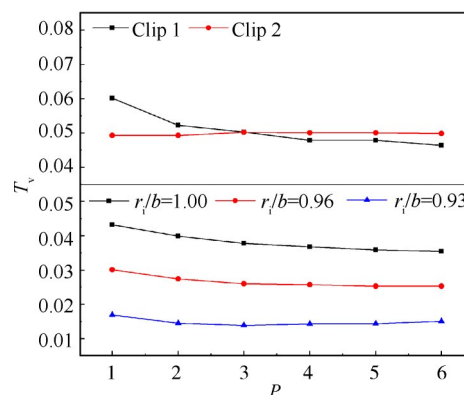


Fig. 11 Clip layout of turbine disk wall and feature point distribution

图12给出了 T_v 随 P 的变化曲线。可以看出,轴向温度分布中,随流量比的增加,轴向 T_v 受其影响很小, r_i/b 从0.93变化到1, T_v 明显增大, r_i/b 为1即在盘缘位置盘体轴向温度均匀性最差,越靠近盘心轴向温度均匀性越好。Clip 1与Clip 2的 T_v 均大于轴向 T_v ,Clip 1的 T_v 随 P 增大有所减小,这主要是因为随流量比的增大,转静腔1内低半径区域流体扰动增强,流体与Clip 1换热更加均匀,其温度均匀性得到改善;Clip 2的 T_v 基本不变, $P>2$ 后,Clip 1和Clip 2的 T_v 几

乎一致。总的来说,随 P 增大,盘体轴向温度均匀性受影响很小,径向温度均匀性有所改善,轴向温度均匀性优于径向。

Fig. 12 Curve of T_v with P

综上,当转速为 $1 \times 10^4 \text{r/min}$ 、入口质量流量为 $25 \text{g} \cdot \text{s}^{-1}$ 时, P 从1增加至3,涡轮盘 $T_{\max}$ 与Clip 1的 T_v 分别下降2%,16%,右壁面 $\overline{Nu}$ 增加5%,涡轮盘换热效果得到改善; P 从3增大至6, $T_{\max}$, T_v 下降幅度减小,分别降低0.4%,7%,右壁面 $\overline{Nu}$ 开始下降, T_w 上升,故 P 在3附近时系统换热效果较好。以下进一步探究转速的影响规律。

3.7 转速对 $\overline{Nu}$, $T_{\max}$, T_v 的影响

图13给出了不同转速下涡轮盘左右壁面 $\overline{Nu}$ 随 P 的变化。由图可以看出,随转速增大,左右壁面 $\overline{Nu}$ 均明显增大,且左壁面增长速度高于右壁面,换热不断增强。此外,任一转速下,左壁面 $\overline{Nu}$ 随 P 增大稍有上升;右壁面在转速 $>1 \times 10^4 \text{r/min}$ 后随 P 增大呈下降趋势,且转速越大,下降越快。

图14给出了不同流量比下涡轮盘 $T_{\max}$ 随转速的变化情况。从图14可以看到,不同 P 值 $T_{\max}$ 的变化规律相似, $T_{\max}$ 随转速增大迅速减小,在 $1 \times 10^4 \text{r/min}$ 时取得最小值,转速再增大, $T_{\max}$ 反而增加。这主要是因为转速过大时,虽然壁面 $\overline{Nu}$ 增大,但流体受摩擦和涡轮盘的离心增压作用也更强,使 $T_{\max}$ 增大。此外,任一转速下, $T_{\max}$ 随 P 先降低而后基本稳定,变化规律与图8基本一致。

图15给出了不同流量比下Clip 1与Clip 2的 T_v 随转速的变化。由图可以看出,Clip 1与Clip 2的 T_v 随转速增大均减小,径向温度均匀性有所改善。转速增大,Clip 1的 T_v 随 P 降低幅度有所增大;Clip 2的 T_v 受 P 的影响仍较小。

综上,随转速增大,系统换热效果改善,但超过 $1 \times 10^4 \text{r/min}$ 后, $T_{\max}$ 有所增加。转速改变,涡轮盘 $T_{\max}$,

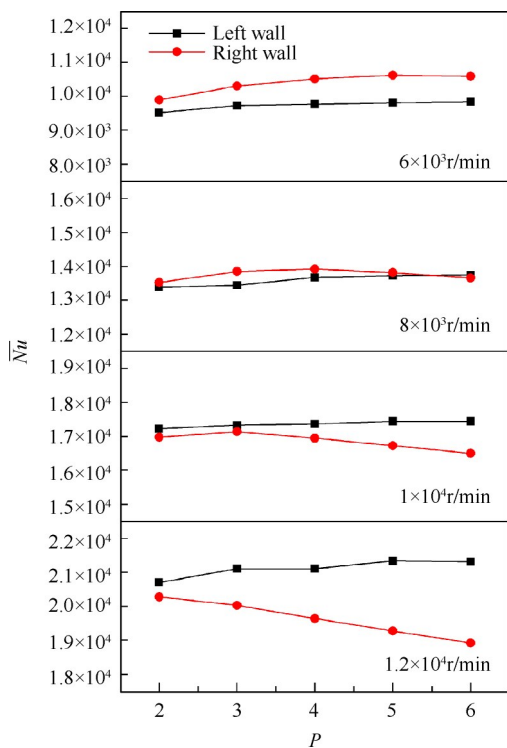


Fig. 13 $\overline{Nu}$ varies with P at different rotational speeds

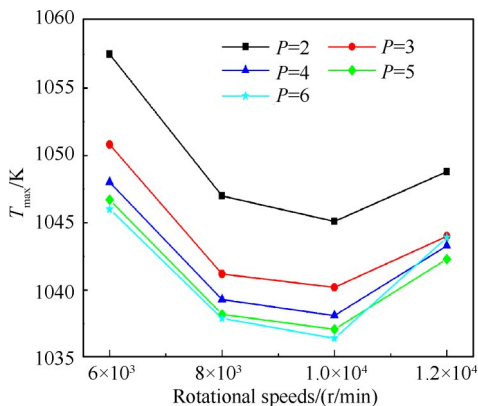


Fig. 14 $T_{\max}$ varies with the rotational speeds

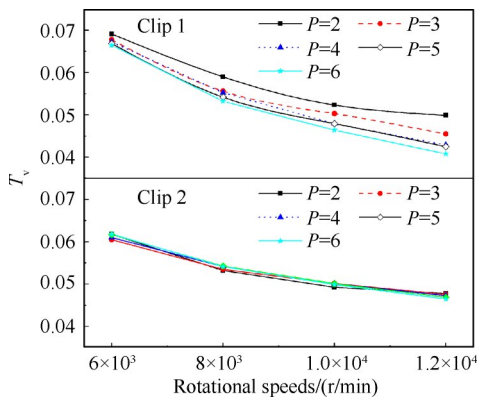


Fig. 15 T_v varies with the rotational speeds

T_v 随 P 的变化规律基本不变。左右壁面 $\overline{Nu}$ 在转速小于 1×10^4 r/min时随 P 增大基本稳定,考虑 $T_{\max}$, T_v 变化,

此时最优 P 值大于3;转速 $>1 \times 10^4$ r/min后,右壁面 $\overline{Nu}$ 开始呈下降趋势,转速越大,下降越快,此时最优 P 值在3附近。

4 结 论

通过本文研究,得到以下结论:

(1) 转速 1×10^4 r/min时,随转静腔入口流量比率 P 增加,涡轮盘左壁面 $\overline{Nu}$ 稍有上升;右壁面 $\overline{Nu}$ 均低于左壁面 $\overline{Nu}$,其先增加而后减少。

(2) 随 P 增加,盘缘高温区域减少,盘体最高温度降低,且 $P < 3$ 降幅较快,之后降幅减缓。

(3) 轴向温度均匀性均优于径向,盘缘轴向温度均匀性最差,越靠近轴心均匀性越好。盘体左侧径向温度均匀性随 P 增大有所改善, $P > 2$ 后涡轮盘左右两侧径向温度均匀性几乎一致。

(4) 当入口质量流量为 $25 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,在转速 $6 \times 10^3 \sim 1.2 \times 10^4$ r/min内,随转速增大,系统换热效果增强,超过 1×10^4 r/min后, $T_{\max}$ 有所增加。转速 $<1 \times 10^4$ r/min时,随 P 增大,系统换热效果不断改善, $P < 3$ 时改善较为明显;当转速 $>1 \times 10^4$ r/min时,右壁面 $\overline{Nu}$ 随 P 增大呈下降趋势,转速越大,下降越快,此时 P 在3附近综合换热效果较好。

参考文献

[1] Meierhofer B, Franklin C J. Investigate of a Preswirled Cooling Airflow to a Turbine Disc by Measuring the Air Temperature in the Rotating Channels[R]. ASME 1981-GT-132.

[2] Luo Xiang, Wang Lei, Zhao Xi, et al. Experimental Investigation of Heat Transfer in a Rotor-Stator Cavity with Cooling Air Inlet at Low Radius[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014, 76: 65-80.

[3] Luo Xiang, Zhao Xi, Wang Lei, et al. Flow Structure and Heat Transfer Characteristics in Rotor-Stator Cavity with Inlet at Low Radius[J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 70(1): 291-306.

[4] 徐国强, 赵 熙, 罗 翔, 等. 直接供气预旋转静系的换热[J]. 航空动力学报, 2012, 27(10): 2161-2168.

[5] 蔡 旭, 徐国强, 罗 翔, 等. 直接供气预旋转静系流动特性的实验[J]. 航空动力学报, 2012, 27(10): 2222-2228.

[6] 罗 翔, 徐国强, 陶 智, 等. 30° 预旋进气旋转盘流动与换热特性的实验[J]. 北京航空航天大学学报, 2007, 33(3): 290-293.

[7] 徐国强, 张 笙, 罗 翔, 等. 高位垂直进气径向出

- 流旋转盘腔换热的实验研究[J]. 航空动力学报, 2006, 21(5): 820-823.
- [8] 侯伟韬, 王新军, 李炎栋. 接收孔周向倾角对预旋转静腔流动特性的影响[J]. 西安交通大学学报, 2019, 53(11): 27-33.
- [9] Lewis P, Wilson M, Lock G D, et al. Effect of Radial Location of Nozzles on Performance of Preswirl Systems: A Computational and Theoretical Study[J]. *Journal of Power and Energy*, 2009, 223(2): 179-190.
- [10] 陈帆, 王锁芳, 张光宇, 等. 接受孔角度对预旋系统流动特性影响的数值研究[J]. 推进技术, 2018, 39(7): 1549-1555. (CHEN Fan, WANG Suo-fang, ZHANG Guang-yu, et al. Numerical Study on Effects of Receiver Holes Angles on Flow Characteristics of Pre-Swirl System [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2018, 39(7): 1549-1555.)
- [11] 胡伟学, 王锁芳, 毛莎莎. 预旋喷嘴径向角度对预旋特性影响的数值研究[J]. 航空动力学报, 2019, 34(1): 84-91.
- [12] Wang Xinjun, Liao Gaoliang, Li Jun. Numerical Investigation of the Pre-Swirl Rotor-Stator System of the First Stage in Gas Turbine[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2014, 73(1): 940-952.
- [13] Wang Xinjun, Zhang Feng, Liao Gaoliang, et al, Computational Fluid Dynamics Analysis for Effect of Length to Diameter Ratio of Nozzles on Performance of Pre-Swirl Systems[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 2015, 229(4).
- [14] Wang Xinjun, Zhang Feng, Li Jun. Numerical Investigation on the Flow and Heat Transfer Characteristics in Radial Pre-Swirl System with Different Fillet Radius at the Junction of Inlet Cavity and Nozzle[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 106: 1165-1175.
- [15] Wang Xinjun, Zhang Feng, Li Jun, Numerical Investigation of Flow and Heat Transfer Characteristics in Radial Pre-Swirl System with Different Pre-Swirl Nozzle Angles [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016, 95: 984-995.
- [16] 刘高文, 李碧云, 蒋兆武, 等. 预旋角度对预旋孔流动特性的影响[J]. 推进技术, 2012, 33(5): 740-746. (LIU Gao-wen, LI Bi-yun, JIANG Zhao-wu, et al. Effects of Pre-Swirl Angle on Flow Characteristics Pre-Swirl Nozzle [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2012, 33(5): 740-746.)
- [17] 刘高文, 张林, 务卫涛, 等. 长径比对预旋孔流动特性影响的数值研究[J]. 推进技术, 2013, 34(5): 644-650. (LIU Gao-wen, ZHANG Lin, WU Wei-tao, et al. Numerical Simulations on the Flow Characteristics of the Pre-Swirl Nozzle with Different Length-to-Diameter Ratios [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2013, 34(5): 644-650.)
- [18] 林立, 谭勤学, 吴康. 低位预旋进气转静系盘腔流动特性研究[J]. 推进技术, 2016, 37(2): 258-265. (LIN Li, TAN Qin-xue, WU Kang. Study of Flow Dynamics in Rotor-Stator Cavity with Low-Radius Pre-Swirl Inlet [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2016, 37(2): 258-265.)
- [19] 王蕾, 韩光禄, 罗翔, 等. 高压涡轮后腔流阻特性与瞬态换热试验研究[J]. 航空发动机, 2017, 43(2): 91-98.
- [20] 丁水汀, 张弓, 李焱, 等. 旋转盘腔进气位置的敏感性分析[J]. 航空动力学报, 2011, 26(8): 1681-1687.
- [21] 丁水汀, 李焱, 张弓. 旋转盘腔预旋角度的敏感性分析[J]. 航空动力学报, 2011, 26(10): 2251-2257.
- [22] 张建超. 冷气预旋结构的温降与流阻特性研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2014.
- [23] 刘漪涛. GH4169 高温合金惯性摩擦焊接过程热力耦合有限元模拟研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2005.

(编辑: 朱立影)