

叶顶泄漏对跨声速涡轮气动性能和叶片激振特性的影响

黄宫格^{1,2}, 袁奇^{1,2}, 潘阳^{1,2}, 冀大伟³

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 陕西省叶轮机械及动力装备工程实验室, 710049, 西安; 3. 上海电气电站设备有限公司汽轮机厂技术发展处, 200240, 上海)

摘要: 针对 SNECMA 公司的跨声速实验涡轮装置, 建立了单流道无冠叶栅三维 CFD 计算模型, 通过求解定常 RANS 方程, 研究了 4 种叶顶区域结构(平板叶顶-标准机匣、凹槽叶顶-标准机匣、平板叶顶-台阶机匣和凹槽叶顶-台阶机匣)下, 叶顶泄漏流及其与主流的掺混效应对涡轮气动性能和叶顶间隙激振力的影响。结果表明: 叶顶间隙较大时, 凹槽叶顶-标准机匣结构的等熵效率最大, 采用台阶机匣结构会使等熵效率下降; 叶片切向力随叶顶间隙的增加先增大后减小, 其中平板叶顶-标准机匣结构的叶片切向力最大且变化相对平稳; 叶顶泄漏流对 99% 叶高、约 67% 轴向弦长处吸力面的静压分布有显著影响, 叶顶间隙增加会使该区域静压下降, 导致叶片切向力增大; 平板叶顶-标准机匣结构的穿越间隙较大, 力敏感度系数较小, 促进转子稳定运动的叶顶间隙区间较大, 有利于转子的稳定运行。文中还分析了叶顶间隙激振力的产生机理及其特性, 可为优化叶顶结构设计和减小叶顶间隙激振提供理论依据。

关键词: 跨声速涡轮; 叶顶泄漏; 叶顶间隙; 气动性能; 激振力

中图分类号: TK14 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202011002 **文章编号:** 0253-987X(2020)11-0010-09



OSID 码

Effects of Blade Tip Leakage on the Aerodynamic Performance and Excitation Forces of a Transonic Turbine

HUANG Gongge^{1,2}, YUAN Qi^{1,2}, PAN Yang^{1,2}, JI Dawei³

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. Shaanxi Engineering Laboratory of Turbomachinery and Power Equipment, Xi'an 710049, China; 3. Technology Development Branch, Turbine Company of Shanghai Electric Power Station Equipment Co. Ltd., Shanghai 200240, China)

Abstract: A three-dimensional computational fluid dynamics (CFD) model of a single-channel unshroud cascade was established based on the SNECMA's transonic experimental turbine rig. The simulations were performed by solving the Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) equation. Four types of blade tip structures (flat-tip and standard-casing, squealer-tip and standard-casing, flat-tip and bilateral-groove-casing, and squealer-tip and bilateral-groove-casing) were studied. The effects of blade tip leakage and its mixing with the mainstream on aerodynamic performance and excitation force were investigated. The results showed that the structure of squealertip and standardcasing has the largest isentropic efficiency, and the bilateral-groove-casing structure reduces the isentropic efficiency. The tangential blade force increases first and then decreases as the blade tip clearance increases. Meanwhile, the tangential blade force of the

收稿日期: 2020-05-30。 作者简介: 黄宫格(1995—),男,硕士生;袁奇(通信作者),男,教授。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(11872289);国家重点研发计划资助项目(2017YFB09602103)。

网络出版时间: 2020-07-21

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20200721.1307.002.html>

flat-tip and standard-casing structure is the largest and changes smoothly. Furthermore, the blade tip leakage has obvious influence on the static pressure distribution at 99% blade span, especially at the 67% axial chord of the suction surface. The increase of blade tip clearance reduces the static pressure, thereby increasing the tangential blade force. The structure of flat-tip and standard-casing has a larger “crossing gap” and smaller force sensitivity coefficients, which further expands the blade tip clearance interval to promote stable rotor motion. The mechanism and characteristics of the excitation force are analyzed in this study, which provides a theoretical basis for the optimal design of the blade tip structure and the improvement of excitation force.

Keywords: transonic turbine; tip leakage; tip clearance; aerodynamic performance; excitation force

对于不带冠高压涡轮叶片,压力面与吸力面之间的压差导致了叶顶间隙的泄漏流动,且泄漏主要发生在机匣与叶顶之间的间隙处。泄漏流与主流掺混,会在叶顶区域产生额外的泄漏损失和较高的热载荷。Denton 等指出叶顶泄漏损失对气动效率影响很大,平均占级内总损失的 1/3^[1]。Sjolander 等研究了大型平面涡轮叶栅的叶顶泄漏流动情况及其对叶片载荷的影响,结果表明额外的泄漏损失不仅会导致涡轮效率下降还会引起叶片受力的变化^[2]。叶片受力变化会导致叶顶间隙激振力,从而改变转子动力学特性,严重的还会导致转子失稳等问题^[3-4]。近年来,随涡轮进口参数的不断提高,叶顶间隙激振效应愈发显著,严重威胁转子的安全稳定运行。因此,有必要进一步探究不同叶顶区域结构下的叶顶泄漏对涡轮气动性能和叶顶间隙激振特性的影响,以提升高参数涡轮的效率 and 稳定性。

为探究叶顶泄漏流动对气动性能的影响,近年来科研人员开展了大量理论和实验研究。Yoon 等研究了密封间隙对带冠转子效率的影响,以及叶顶间隙对不带冠转子效率的影响,并对两者做了对比分析^[5]。马登骞等提出一种迷宫刷式密封结构,通过减少出口腔室黏性损失来提高涡轮气动效率^[6]。泄漏涡在泄漏流和二次流的交界处形成,随着泄漏量的增加而增大^[7-8]。查小晖等提出适当优化弧形端壁造型可以改善泄漏涡和通道涡的影响,减少叶顶泄漏并提高效率^[9]。Kim 等对跨声速涡轮中不同叶顶结构的热载荷和气动性能展开了数值研究,提出当槽缘占压力面和吸力面两侧叶顶的 75% 时叶片压力损失系数最小^[10]。Gao 等针对 RT27a 涡轮叶栅,研究了叶顶跨声速泄漏流动的气动性能对不同叶顶间隙的敏感性,结果表明叶顶间隙的增加延迟了激波的产生^[11]。因此,研究不同叶顶区域结构对叶顶泄漏的影响,对改善涡轮的气动性能和效

率有重要意义。

现有的研究也对叶片激振特性做出了分析和探讨。Martinez-Sanchez 等通过实验研究了高压涡轮中带冠和不带冠转子的叶片激振力^[12]。Pan 等利用动力特性系数研究了不带冠转子的叶顶激振特性^[13]。Aus der Wiesche 等从理论层面研究了激振力模型以及叶顶泄漏对激振力的影响^[14-15]。然而,叶顶泄漏流动对叶片激振力影响的研究仍有待完善。因此,本文将针对跨声速涡轮实验装置结构,考虑转动效应,通过数值计算研究叶顶间隙、叶顶结构和机匣结构对叶顶泄漏流动的影响,进而分析叶顶泄漏对涡轮气动性能和泄漏损失的影响,并利用力敏感度系数评估叶顶泄漏影响下的叶片激振特性。

1 计算模型和数值方法

1.1 几何模型

图 1 展示了 4 种结构的三维模型,分别为结构 1(平板叶顶-标准机匣)、结构 2(凹槽叶顶-标准机匣)、结构 3(平板叶顶-台阶机匣)和结构 4(凹槽叶顶-台阶机匣)。模型建立针对 SNECMA RS1S 叶栅的结构参数^[16],出口雷诺数为 2.5×10^5 。为节省计算资源,本文针对具有循环对称边界条件的单个涡轮流道展开相关特性研究。为了避免进、出口边

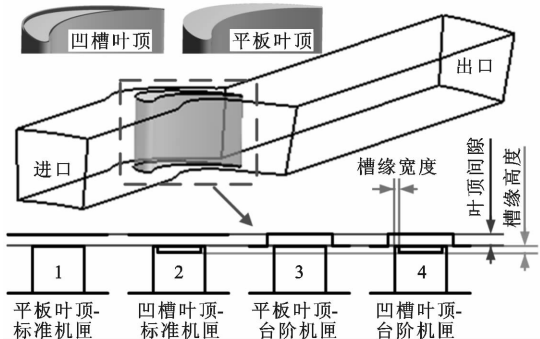


图 1 SNECMA RS1S 叶栅三维计算模型结构示意图

界的影响,进、出口延长段长度分别为 2 倍和 5 倍的轴向弦长。

针对 4 个结构,分别计算叶顶间隙 t 从 0 到 4% 叶高的工况,以探究叶顶间隙对相关特性的影响。表 1 给出了具体的叶片结构参数。

表 1 SNECMA RS1S 叶栅叶片结构参数

叶片数	52
平均半径 R_m/mm	225.44
轴向弦长 C_{ax}/mm	35.91
节距/ mm	27.24
叶高 h/mm	24.97
叶片安装角/ $(^\circ)$	58.38
进气角/ $(^\circ)$	48.36
槽缘高/ mm	1
槽缘宽/ mm	0.5

1.2 求解设置和边界条件

采用 ANSYS CFX 软件,通过求解定常 RANS 方程进行数值模拟。该软件的求解精度较高、收敛性较好,在已有的相关研究中常作为 CFD 计算软件使用^[6,11,13]。对流项和湍流采用高阶格式离散化,以减小数值耗散。求解收敛标准为连续方程、动量方程、能量方程和湍流方程的均方根残差低于 10^{-5} ,且要求质量和动量的相对变化量小于 0.1%。

将进口边界给定总压和总温条件,出口边界给定静压条件,其他壁面设为绝热无滑移壁面。实验装置采用线性布置的流道且没有考虑转动效应,为了使模拟结果更加接近实际情况,本文计算使用的单流道模型在实验装置基础上考虑了转动效应,并在 10 000 r/min 的转速条件下,将进口总压设为 243.5 kPa,以保证流量与实验涡轮装置的条件一致。表 2 给出了具体的边界条件。

表 2 SNECMA RS1S 叶栅 CFD 计算边界条件

求解方式	定常
工质	理想气体
进口总压 $p_{t,0}/\text{kPa}$	243.5
进口总温 $T_{t,0}/\text{K}$	420
出口静压 $p_{s,1}/\text{kPa}$	101.325
湍流强度/%	4
壁面温度/ K	302
转速/ $(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	10 000

1.3 网格无关性

本文采用 SST 湍流模型,其对近壁面流动具有

良好的预测和较高的计算精度^[10,17]。利用 ICEM 软件为计算域生成分块结构化六面体网格,并优化近壁面网格高度使 y^+ 保持在 0.4~2 之间,如图 2 所示。

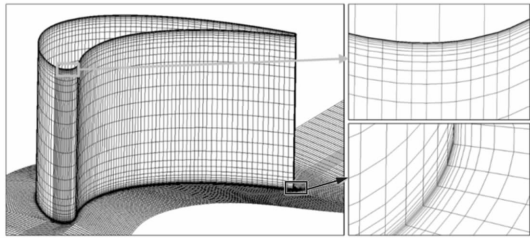


图 2 叶片分块结构化网格示意图

表 3 给出了网格数为 0.63×10^6 、 1.27×10^6 和 2.43×10^6 的 3 组网格分别对应的叶片切向力和质量流量。相对于 0.63×10^6 的网格, 1.27×10^6 和 2.43×10^6 这两组网格的计算结果更加接近且已基本一致,达到网格无关性要求。因此,为了满足计算准确性的需求,本文采用网格数为 1.27×10^6 的模型开展数值计算。

表 3 SNECMA RS1S 叶栅 CFD 计算网格无关性验证

网格数 / 10^6	叶片切向力 / N	相对误差 /%	质量流量 / $(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	相对误差 /%
0.63	42.24		85.45	
1.27	42.29	0.12	85.63	0.21
2.43	42.31	0.05	85.76	0.15

图 3 展示了 50% 叶高处等熵马赫数 Ma_{is} 沿轴向位置 x/C_{ax} 的分布。等熵马赫数定义为

$$Ma_{is} = \sqrt{\left(\left(\frac{p_{t,0}}{p_s}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1\right) \frac{2}{\gamma-1}} \quad (1)$$

式中: p_s 为静压; γ 取 1.4。

对比 CFD 计算结果和实验结果^[16],CFD 计算结果在压力面上与实验数据较为吻合,但在吸力面

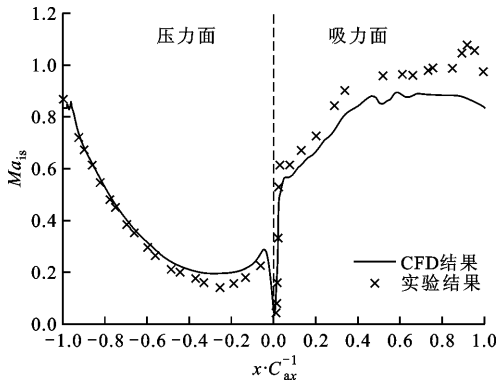


图 3 50% 叶高处等熵马赫数分布

及靠近后缘处,CFD 计算结果明显低于实验结果。这是由于在实验开始时总压降低、静压升高,但实验设备处于高速工况,测量数据的持续时间极短,因此不可避免地导致实验结果高于计算结果^[10]。根据后文的结果分析,CFD 计算结果也捕捉到了叶顶间隙处的跨声速现象,综合来看,所建立的数值模型可以通过验证。

2 计算结果分析

2.1 等熵效率和损失分布

叶顶泄漏流动是影响涡轮性能的重要因素之一。泄漏流在叶顶间隙区域出现的分离涡和在吸力侧与主流作用产生的掺混效应,会导致额外的效率下降和功率下降。图 4 对比了 4 种结构下等熵效率 η 随叶顶间隙的变化。等熵效率定义为

$$\eta = \left(1 - \frac{T_{t,1}}{T_{t,0}}\right) \left[1 - \left(\frac{P_{s,1}}{P_{t,0}}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}\right]^{-1} \quad (2)$$

式中 $T_{t,1}$ 为出口总温。

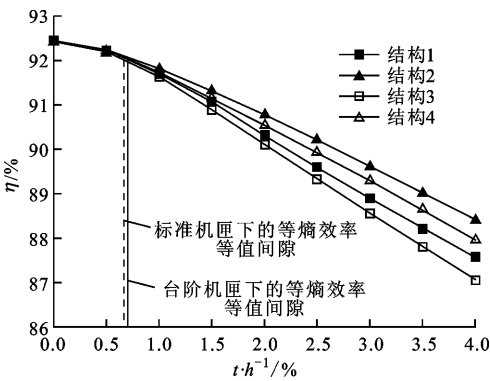


图 4 等熵效率随叶顶间隙的变化

如图 4 所示,4 种结构下等熵效率都随着相对叶顶间隙的增加而不断减小,且当相对叶顶间隙大于 1% 后,等熵效率呈近似线性下降的趋势。图中各结构对应的等熵效率曲线具有不同的变化速率,结构 1 和 2 以及结构 3 和 4 在 $t/h=0.5\% \sim 1\%$ 的区间内均存在一个效率等值间隙,即此时采用相同

机匣结构的平板叶顶结构和凹槽叶顶结构的等熵效率相等。采用相同机匣结构时,凹槽叶顶结构下的等熵效率在效率等值间隙后大于平板叶顶结构,且该等熵效率差值随叶顶间隙增加而扩大。其中,结构 1 和 2 及结构 3 和 4 的等熵效率差值分别在 $t/h=4\%$ 时达到最大值 0.83% 和 0.92%。此外,对比结构 1 和 3 以及结构 2 和 4,采用台阶机匣会使等熵效率产生不同幅度的下降。平板叶顶结构和凹槽叶顶结构的等熵效率下降幅度在 $t/h=4\%$ 处分别达到最大值 0.52% 和 0.43%。

图 5 展示了 4 种结构下叶顶间隙区域的总压损失分布情况。总压损失系数 ζ 定义为

$$\zeta = \frac{p_{t,0} - p_t}{0.5\rho_0 C_0^2} \quad (3)$$

式中: p_t 为总压; ρ 为密度; C_0 为进口气流速度。

如图 5 所示,当相对叶顶间隙由 1.5% 增加到 4% 时,4 种结构的总压损失都有不同程度的减少,这种变化主要发生在叶顶间隙区域。对比结构 1 和 3 及结构 2 和 4,在 $t/h=1.5\%$ 时,采用不同的机匣结构对叶顶间隙区域总压损失分布的影响较小。对比结构 1 和 2 及结构 3 和 4,采用凹槽叶顶的结构 2 和 4 在凹槽内均产生了较为明显的涡流区,且叶顶间隙区域的总压损失较大。

在 $t/h=4\%$ 时,结构 1 和 2 仍具有较高的尾迹损失,而在结构 3 和 4 中,叶顶前缘台阶结构处的回流区域随叶顶间隙增加而扩大,逐渐向叶顶前缘移动,相对于结构 1 和 2,高损失区域有所扩大。

叶顶泄漏的主要影响区域在叶片吸力面后部^[18]。为了更好地分析叶顶泄漏损失,图 6 给出 4 种结构下叶顶间隙区域在 70% 轴向弦长处的总压损失分布。

如图 6 所示,4 种结构的泄漏量均随叶顶间隙增加而增大,在吸力面(SS)一侧与主流掺混产生的泄漏涡也随之扩大,导致更高的掺混损失。同时,叶顶间隙增加还导致 4 种结构的叶顶端区产生了流动

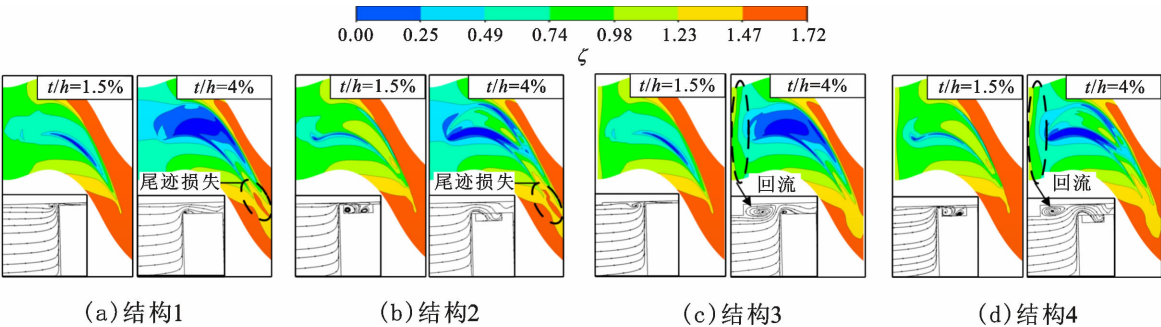


图 5 叶顶间隙区域的总压损失分布

分离;对于结构2和4,凹槽内的流动分离现象也愈发明显。对比结构1和3,机匣结构对平板叶顶结构的泄漏流动影响较小,因此当相对叶顶间隙由1.5%增加到4%时,叶顶间隙区域的总压损失分布未见较大改变,而在结构2和4中,相对于标准机匣,采用台阶机匣会减小凹槽叶顶结构的泄漏涡。此外,对比结构1和2及结构3和4,在各叶顶间隙下,无论采用标准机匣还是台阶机匣,平板叶顶间隙内的总压损失水平整体小于凹槽叶顶区域。

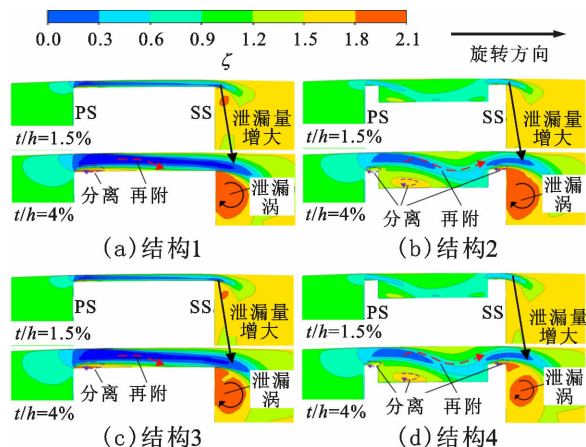


图6 70%轴向弦长处叶顶区域的总压损失分布

图7展示了叶顶间隙区域在70%轴向弦长处的绝对马赫数分布情况。在 $t/h=1.5\%$ 、 4% 时,4种结构的叶顶间隙区域均有超声速流动产生,且这部分流动会随叶顶间隙的增加而扩大,但在其中未出现明显的激波现象。

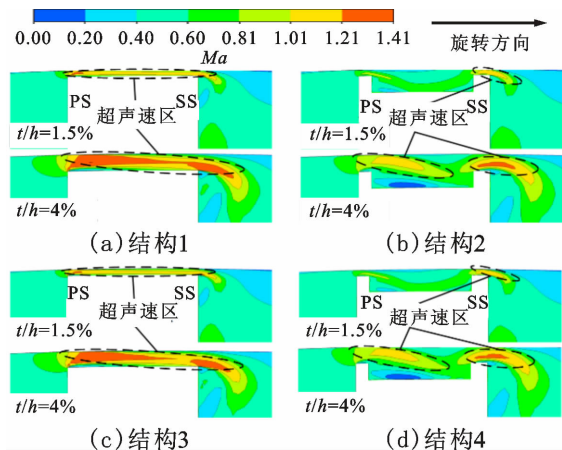


图7 70%轴向弦长处叶顶区域的绝对马赫数分布

对比结构1和3及结构2和4,在 $t/h=1.5\%$ 、 4% 时,采用不同机匣结构对叶顶间隙区域绝对马赫数分布的影响较小。对比结构1和2及结构3和4,平板叶顶区域的绝对马赫数分布整体大于凹槽叶顶区域,这是因为凹槽内的分离涡增加了叶顶泄漏

流的流动阻力,降低了叶顶泄漏流的流动速度。此外,平板叶顶区域的超声速流动相对连续和完整,而凹槽叶顶区域的超声速流动由两部分组成且分布区域更小。

在平板叶顶结构和凹槽叶顶结构中,叶顶区域的泄漏损失主要包含叶顶间隙内的损失和叶顶间隙外的掺混损失,且掺混损失占主要部分^[19]。对比平板叶顶结构,尽管凹槽叶顶结构在叶顶间隙内的总压损失较大,但叶顶泄漏流的流动速度更低,泄漏量更少,导致叶顶间隙外的掺混损失更小。因此,在各机匣结构和较大叶顶间隙下,凹槽叶顶结构的等熵效率大于平板叶顶结构。此外,相对于标准机匣结构,采用台阶机匣结构使叶顶前缘产生了额外的高损失区域,导致平板叶顶结构和凹槽叶顶结构的等熵效率下降。

2.2 叶片切向力及静压分布

图8给出了4种结构的叶片切向力 f_t 随叶顶间隙的变化。叶片切向力定义为

$$f_t = \frac{T}{R_m} \quad (4)$$

式中 T 为转动扭矩。

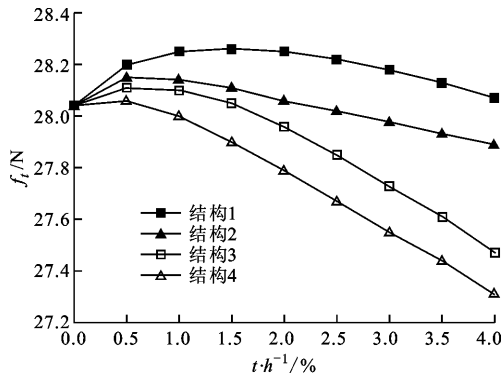


图8 叶片切向力随叶顶间隙的变化

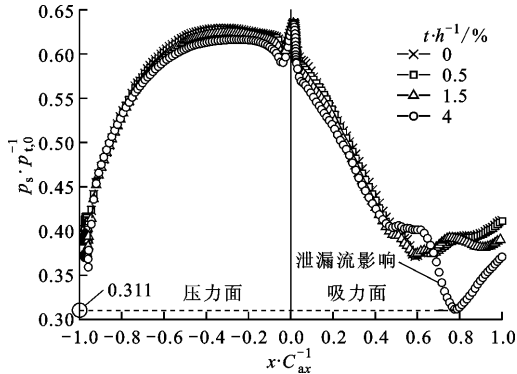
如图8所示,在各叶顶间隙下,无论采用标准机匣结构或台阶机匣结构,平板叶顶结构的叶片切向力都大于凹槽叶顶结构,即平板叶顶结构的叶片输出功率相对更高。

此外,随叶顶间隙增加,4种结构下的叶片切向力变化曲线均不满足线性规律,表现出先增大后减小的趋势。其中,结构1在 $t/h=1.5\%$ 附近达到最大值,结构2、3和4在 $t/h=0.5\%$ 附近达到最大值。对比结构1和3及结构2和4,采用台阶机匣增大了平板叶顶结构和凹槽叶顶结构叶片切向力的下降速率,其下降值均随叶顶间隙增加而增大,并在 $t/h=4\%$ 时分别达到最大下降值0.6 N和0.58 N。

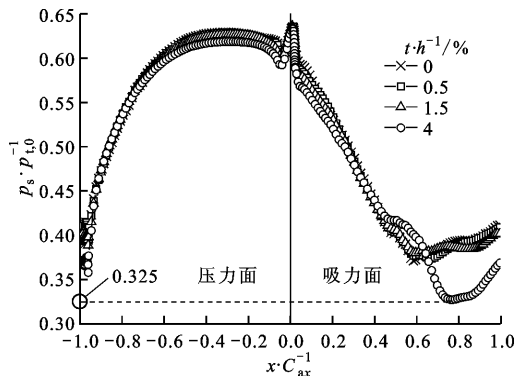
为了进一步分析叶顶泄漏流对叶片表面压力的

影响,图 9 展示了不同叶顶间隙下 4 种结构在 90% 叶高处的叶片表面相对静压 $p_s/p_{t,0}$ 的分布情况。如图所示,随叶顶间隙增加,叶片在压力面和吸力面的静压分布均呈现不断下降的趋势。当相对叶顶间隙从 0 增加到 1.5% 时,泄漏流在 90% 叶高处的影响较小,因此叶片表面静压分布的变化也不明显。

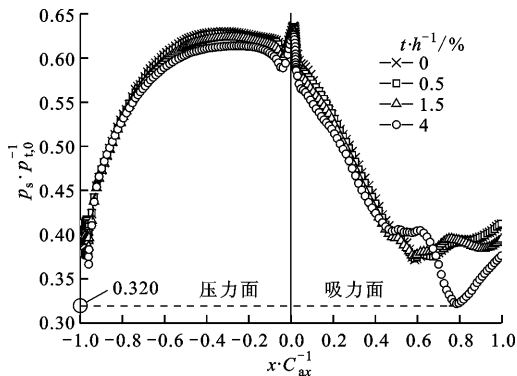
当 $t/h=4\%$ 时,随叶顶泄漏量增加,吸力侧的泄漏涡得到加强。此时,在 61%~77% 轴向弦长区间的吸力面受泄漏涡影响较大,此处静压均有较大幅度的下降。对比结构 1 和 2 及结构 3 和 4,相对于凹槽叶顶结构,平板叶顶结构在 61%~77% 轴向弦长区间的静压都更小,有助于增大叶片切向力。



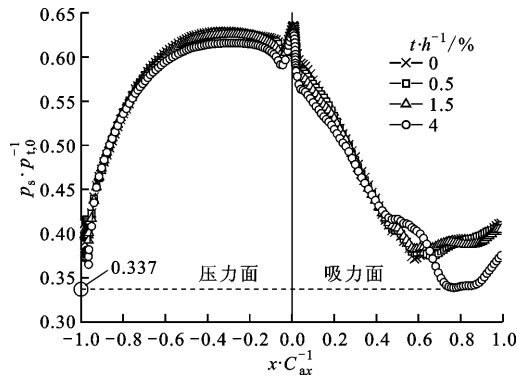
(a) 结构 1



(b) 结构 2



(c) 结构 3



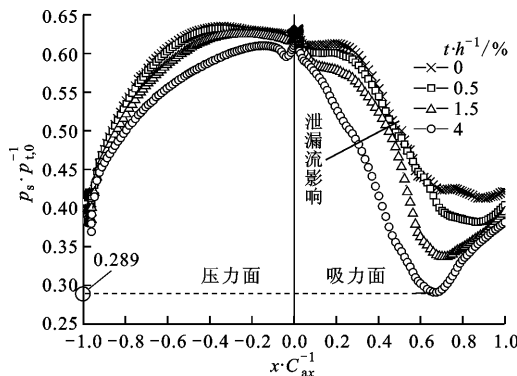
(d) 结构 4

图 9 90% 叶高处叶片表面的静压分布

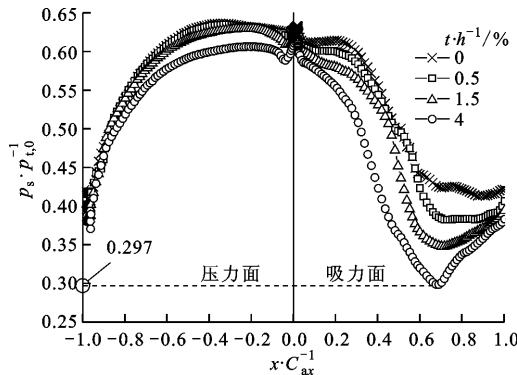
对比结构 1 和 3 及结构 2 和 4,相对于台阶机匣结构,标准机匣在 73%~87% 轴向弦长区间的静压更小,有助于增大叶片切向力。

图 10 展示了不同叶顶间隙下 4 种结构在 99% 叶高处的叶片表面静压分布情况。相对于 90% 叶高处,99% 叶高处的叶片表面静压分布受叶顶泄漏流影响更大。因此,随叶顶间隙增加,4 种结构下的叶片表面静压均明显下降。

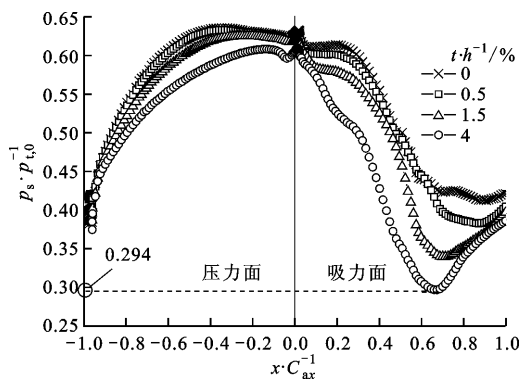
在叶片压力面,当 $t/h \leq 1\%$ 时,叶顶间隙变化对 4 种结构的静压分布均影响较小;当 $t/h=1.5\%$



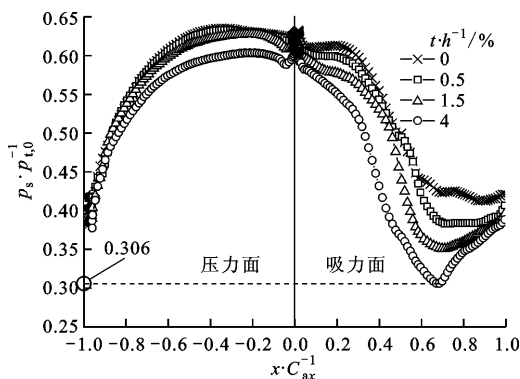
(a) 结构 1



(b) 结构 2



(c) 结构 3



(d) 结构 4

图 10 99%叶高处叶片表面的静压分布

时,对比结构 1 和 2 及结构 3 和 4,相对于凹槽叶顶结构,平板叶顶结构在 27%轴向弦长后的静压分布更低,对比结构 1 和 3 及结构 2 和 4,采用不同机匣结构对平板叶顶结构或凹槽叶顶结构的静压分布影响较小;当 $t/h=4\%$ 时,对比结构 1 和 2 及结构 3 和 4,相对于平板叶顶结构,凹槽叶顶结构整体的静压分布稍高,这是因为凹槽内的分离涡降低了叶顶泄漏流的流动速度,对比结构 1 和 3 及结构 2 和 4,采用不同机匣结构对平板叶顶结构或凹槽叶顶结构的静压分布影响依然较小。

在叶片吸力面,当 $t/h \leq 1.5\%$ 时,4 种结构在 40%轴向弦长附近受泄漏流影响较小,静压变化也相对较小;当 $t/h=4\%$ 时,泄漏量增加及其影响范围扩大,在 99%叶高处均出现了明显的静压下降,且平板叶顶结构的下降幅度较凹槽叶顶结构更明显。此时,吸力面后部的逆压梯度明显增大,不利于泄漏涡的稳定,甚至会导致泄漏涡破碎,带来额外的涡破碎损失。对比结构 1 和 2 及结构 3 和 4,相对于凹槽叶顶结构,平板叶顶结构下的叶片表面在 67%轴向弦长附近有较低的静压分布,有助于增大叶片切向力;对比结构 1 和 3 及结构 2 和 4,相对于

台阶机匣结构,采用标准机匣结构会使叶片表面在 67%轴向弦长附近有较低的静压分布,同样有助于增大叶片切向力。

2.3 叶片切向力敏感度系数

根据 Alford 的研究结果^[4],涡轮机械内部气流参数的周向不均匀导致了气流激振力的产生,且气流激振特性与泄漏流的特性关系密切。对于包含无冠叶片的动叶栅,由于转子偏心导致叶顶间隙沿周向分布不均,在叶顶间隙较小的地方,叶顶泄漏较少,叶片效率较高,导致作用在叶片上的力矩更大,而在叶顶间隙较大处,叶顶泄漏较大,叶片效率较低,因而作用在叶片上的力矩较小。经过整圈扭矩积分后,除合成扭矩外,形成了一个作用于转子轴心的交叉激振力,该力能够促进转子涡动,影响转子稳定运行。当该交叉激振力推动转子正向涡动时,会降低转子运动的稳定性;当该交叉激振力推动转子反向涡动时,则有利于转子运动的稳定性。

在上文分析中,当叶顶间隙增加、泄漏量增大时,4 种结构下的叶片切向力不同且呈非线性变化,因此需要进一步分析 4 种结构下叶顶间隙变化对叶顶间隙激振特性的影响。

叶顶间隙激振力 F_t 可以用全周叶片平均受力 f_{av} 、转子相对偏心率 e/h 和激振力系数 K 的乘积来表示

$$F_t = K 2\pi f_{av} \frac{e}{h} \quad (5)$$

其中激振系数定义为

$$K = \frac{\beta_f}{2} \quad (6)$$

β_f 表示叶片切向力对相对叶顶间隙变化的力敏感度系数,定义为

$$\beta_f = - \frac{\partial f_t}{\partial (t/h)} \frac{1}{f_0} \quad (7)$$

式中 f_0 是叶顶间隙为 0 时的叶片切向力。

根据图 11 的力敏感度系数变化曲线,采用标准机匣时,结构 1 和 2 的 β_f 分别在 $t/h > 2.5\%$ 和 $t/h > 1.5\%$ 时趋向平稳,将该叶顶间隙区间称为稳定区,在 $t/h < 2.5\%$ 和 $t/h < 1.5\%$ 时 β_f 变化较大,将该叶顶间隙区间称为敏感区。这意味着当转子偏心,若转子运动过程中的各叶片叶顶间隙位于稳定区,则各周向位置的 β_f 相近,可采用单流道的 β_f 计算激振力系数;若转子运动过程中的各叶片叶顶间隙位于敏感区,则各周向位置处的 β_f 会有所不同,此时需要建立全周叶栅模型进行重新评估。

同时,结构 1 和 2 在敏感区内均存在一个令 β_f

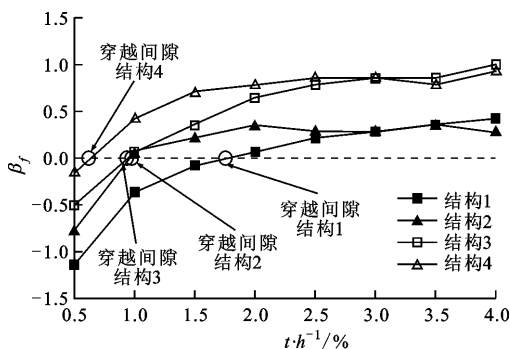


图 11 力敏感度系数随叶顶间隙的变化

$=0$ 的叶顶间隙, 分别位于 $t/h=1.75\%$ 和 $t/h=0.95\%$ 附近, 将其称为穿越间隙。由式(5)可知, 此时叶顶间隙激振力为 0, 也就意味着叶顶激振效应处于最低水平。当叶顶间隙在小于穿越间隙的区间内变化时有 $\beta_f < 0$, 此时叶片切向力会随叶顶间隙增加而增大, 产生的叶顶间隙激振力倾向于促进转子反向涡动, 有助于提高转子运动的稳定性; 当叶顶间隙在大于穿越间隙的区间内变化时有 $\beta_f > 0$, 此时叶片切向力会随叶顶间隙增大而减小, 且产生的叶顶间隙激振力倾向于促进转子正向涡动, 不利于转子运动的稳定性。因此, 穿越间隙越大, 意味着促进转子稳定运动的叶顶间隙范围也越大。

对比结构 1 和 2 及结构 3 和 4, 平板叶顶结构的穿越间隙更大, 敏感区范围也更大。此外, 在 $t/h < 3\%$ 时, 平板叶顶结构的 β_f 始终小于凹槽叶顶结构。这意味着在同一叶顶间隙下, 平板叶顶结构中促进转子反向涡动的叶顶间隙激振力总是大于凹槽叶顶结构, 而促进转子正向涡动的叶顶间隙激振力总是小于凹槽叶顶结构。因此, 平板叶顶结构相对于凹槽叶顶结构能更好地促进转子稳定运动。

对比结构 1 和 3 及结构 2 和 4, 机匣结构对稳定区和敏感区的分布影响较小。采用台阶机匣后, 结构 3 和 4 中两个区间的分界点仍分别保持在 $t/h=2.5\%$ 和 $t/h=1.5\%$ 附近, 但此时结构 3 和 4 的穿越间隙都有不同程度地减小, 分别由 $t/h=1.75\%$, 0.95% 附近降至 $t/h=0.94\%$, 0.61% 附近。这表明相对于标准机匣, 采用台阶机匣减小了促进转子稳定运动的叶顶间隙区间, 相对地扩大了不利于转子稳定运动的叶顶间隙区间, 且这一影响对平板叶顶结构更大, 但此时平板叶顶结构的穿越间隙依然大于凹槽叶顶结构。此外, 采用台阶机匣还会增大各叶顶间隙对应的力敏感度系数。这意味着在各叶顶间隙下, 促进转子反向涡动的叶顶激振力被削弱, 而促进转子正向涡动的叶顶间隙激振力得到了加

强。因此, 相对于标准机匣, 采用台阶机匣不利于转子的稳定运动。

3 结 论

(1) 在跨声速涡轮中, 4 种叶顶区域结构的等熵效率随叶顶间隙增加而下降, 且在 $0.5\% \sim 1\%$ 的相对叶顶间隙区间内, 存在等熵效率等值间隙使平板叶顶结构和凹槽叶顶结构的等熵效率相等。在各叶顶间隙和机匣结构下, 凹槽叶顶结构在叶顶间隙内的总压损失大于平板叶顶结构, 但其掺混损失较小, 导致其整体的叶顶泄漏损失较小。此外, 机匣结构对超声速流动区域的影响较小, 凹槽叶顶结构的超声速区域整体小于平板叶顶结构。当叶顶间隙较大时, 凹槽叶顶-标准机匣结构的等熵效率最大。

(2) 随叶顶间隙增加, 4 种结构的叶片表面切向力呈非线性变化, 表现为先增大后减小。在各叶顶间隙和机匣结构下, 平板叶顶结构的叶片切向力均大于凹槽叶顶结构, 且差值在 $t/h > 2\%$ 后趋向稳定。同时, 对比标准机匣, 采用台阶机匣会使叶片切向力的下降速率增大。整体上, 平板叶顶-标准机匣结构的叶片切向力最大, 且变化平稳。

(3) 叶顶泄漏流对 99% 叶高处的静压分布有较大影响, 对吸力面后部约 67% 轴向弦长处的区域影响尤为明显; 随叶顶间隙增加, 该区域的静压下降, 逆压梯度增大, 不利于泄漏涡稳定。对比凹槽叶顶结构, 平板叶顶结构在压力面的静压分布稍低, 但在吸力面 40% 和 67% 轴向弦长附近的静压明显更低; 机匣结构对叶片压力面静压分布的影响较小, 但采用标准机匣结构会使叶片吸力面在 67% 轴向弦长附近有更低的静压分布。因此, 平板叶顶-标准机匣在吸力面的静压分布最小, 导致叶片切向力较大。

(4) 平板叶顶结构有助于增大穿越间隙, 扩大促进转子稳定运动的叶顶间隙区间。标准机匣结构有助于减小各叶顶间隙对应的力敏感度系数, 削弱促进转子正向涡动的叶顶间隙激振力, 加强促进转子反向涡动的叶顶间隙激振力。当叶顶间隙较小时, 采用平板叶顶-标准机匣结构能更好地提高转子运动的稳定性。

参考文献:

- [1] DENTON J D. The 1993 IGTI scholar lecture: loss mechanisms in turbomachines [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1993, 115(4): 621-656.
- [2] SJOLANDER S A, AMRUD K K. Effects of tip

- clearance on blade loading in a planar cascade of turbine blades [C]//Proceedings of ASME Conference on ASME 1986 International Gas Turbine Conference and Exhibit. New York, USA: ASME, 2015: 86-GT-245.
- [3] ALFORD J S. Protecting turbomachinery from self-excited rotor whirl [J]. *Journal of Engineering for Power*, 1965, 87(4): 333-343.
- [4] THOMAS H J. Unstable oscillations of turbine rotors due to steam leakage in the clearance of the sealing glands and the buckets [J]. *Bull Sci AJM*, 1958, 71: 1039-1063.
- [5] YOON S, CURTIS E, DENTON J, et al. The effect of clearance on shrouded and unshrouded turbines at two levels of reaction [C] // Proceedings of ASME Conference on ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air. New York, USA: ASME, 2010: 1231-1241.
- [6] 马登骞, 张元桥, 李军, 等. 动叶叶顶迷宫刷式密封的透平级气动性能研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2019, 53(11): 10-19.
- MA Dengqian, ZHANG Yuanqiao, LI Jun, et al. Investigations on the aerodynamic performance of turbine stage with rotor blade tip labyrinth brush seals [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2019, 53(11): 10-19.
- [7] LI Zhihui, LIU Yanming. Blade-end treatment for axial compressors based on optimization method [J]. *Energy*, 2017, 126: 217-230.
- [8] HAH C. Effects of double-leakage tip clearance flow on the performance of a compressor stage with a large rotor tip gap [C]//Proceedings of ASME Conference on ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2016: GT2016-56050.
- [9] 查小晖, 郑群, 高杰, 等. 弧形端壁造型对不带冠涡轮气动性能的影响 [J]. *推进技术*, 2014, 35(6): 779-787.
- ZHA Xiaohui, ZHENG Qun, GAO Jie, et al. Effects of arcing endwall contouring on aerodynamic performances of an unshrouded axial turbine [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2014, 35(6): 779-787.
- [10] KIM J H, LEE S Y, CHUNG J T. Numerical analysis of the aerodynamic performance & heat transfer of a transonic turbine with a partial squealer tip [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 152: 878-889.
- [11] GAO Jie, ZHENG Qun, NIU Xiyang, et al. Aero-thermal characteristics of a transonic tip flow in a turbine cascade with tip clearance variations [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 107: 271-283.
- [12] MARTINEZ-SANCHEZ M, JAROUX B, SONG S J, et al. Measurement of turbine blade-tip rotordynamic excitation forces [C]//Proceedings of ASME 1993 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. New York, USA: ASME, 2015: 93-GT-125.
- [13] PAN Yang, YUAN Qi, HUANG Gongge, et al. Numerical investigations on the blade tip clearance excitation forces in an unshrouded turbine [J]. *Applied Sciences*, 2020, 10(4): 1532.
- [14] AUS DER WIESCHE S, PASSMANN M. Analysis of steam turbine blade tip excitation forces by means of computational fluid dynamics and experimental cascade results [C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2018: GT2018-75179.
- [15] AUS DER WIESCHE S, PASSMANN M, WILLINGER R. Reduction of turbine blade tip leakage losses and excitation forces by passive tip injection [C]//Proceedings of ASME 2015 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. New York, USA: ASME, 2016: IMECE 2015-50120.
- [16] ARTS T, DUBOUE J M, ROLLIN G. Aero-thermal performance measurements and analysis of a two-dimensional high turning rotor blade [C]//Proceedings of ASME 1997 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition. New York, USA: ASME, 2014: 97-GT-120.
- [17] PAN Yang, YUAN Qi, HUANG Gongge, et al. Numerical analysis of the aerodynamic performance and excitation forces in a transonic turbine cascade with flat-tip and squealer-tip blades [J/OL]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers; Part C Journal of Mechanical Engineering Science*. [2020-04-20]. <https://doi.org/10.1177/095440622092225>.
- [18] 高杰. 船用燃气轮机涡轮叶顶间隙泄漏流动及控制技术 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2014: 43-44.
- [19] ZOU Zhengping, SHAO F, LI Yiran, et al. Dominant flow structure in the squealer tip gap and its impact on turbine aerodynamic performance [J]. *Energy*, 2017, 138: 167-184.

(编辑 荆树蓉)