

DOI:10.11784/tdxbz202309027

带有端隙密封导叶的可调涡轮非稳态流场分析

王智慧^{1,2,3}, 卫海桥¹, 毕金光², 王宏波², 刘湘²

(1. 天津大学机械工程学院, 天津 300350; 2. 宁波威孚天力增压技术股份有限公司, 宁波 315000;

3. 晋中学院机械系, 晋中 030619)

摘要: 本文基于端隙密封导叶(ESGV), 利用数值模拟的方法研究 ESGV 涡轮在脉冲进气条件下的内部流场和性能, 分析了 ESGV 对可调涡轮内部流动的影响。结果表明, 整个脉冲周期内, ESGV 涡轮能够有效抑制间隙泄漏流, 并且, 高压脉冲周期内的 ESGV 间隙泄漏损失降低程度大于低压脉冲周期的对应值。ESGV 优化了转子进气入射角度, 其转子前缘流动分离现象更弱, 转子出口高熵区面积更小, 整个涡轮级 ESGV 的流动损失更小, 最终导致一个脉冲周期内的 ESGV 涡轮的平均效率提升了 13.4%。

关键词: 端隙密封导叶; 脉冲进气; 间隙泄漏流; 流动损失

中图分类号: TG156

文献标志码: A

文章编号: 0493-2137(2024)11-1170-07

Unsteady Flow Field Analysis of a Variable Nozzle Turbine with an End-Clearance-Sealed Guide Vane

Wang Zhihui^{1,2,3}, Wei Haiqiao¹, Bi Jingguang², Wang Hongbo², Liu Xiang²

(1. School of Mechanical Engineering, Tianjin University, Tianjin 300350, China;

2. Ningbo Weifu Tianli Turbocharging Technology Co., Ltd., Ningbo 315000, China;

3. Department of Mechanics, Jinzhong University, Jinzhong 030619, China)

Abstract: Herein, based on the structure of end-clearance-sealed guide vane (ESGV), the inner fluid flow and performance of an ESGV turbine under a pulse condition is studied using numerical simulation, and the effect of the ESGV on the inner flows are analyzed. The results show that within the whole pulse cycle, the turbine can effectively inhibit the involved clearance leakage flow and that the degree of reduction in the clearance leakage loss is greater in the high-pressure pulse period than in the low-pressure pulse period. Further, the ESGV optimizes the intake angle of the involved rotor, resulting in weaker flow separation at the leading edge of the rotor, a smaller high-entropy area at the rotor outlet, and smaller flow losses in the whole turbine stage ESGV. Consequently, the average efficiency of the ESGV turbine in one pulse cycle is increased by 13.4%.

Keywords: end-clearance-sealed guide vane; pulsating inlet; clearance leakage flow; flow loss

全球变暖已成为影响世界各国经济社会发展的重要因素。中国汽车工程协会在 2020 年讨论和发布了《节能与新能源汽车技术路线 2.0》。交通运输方面的节能减排计划随之拥有更深入的内涵。废气涡轮增压技术作为提高车辆燃油经济性的重要手段之一^[1-2], 越发受到行业重视。增压器如何提高绝热效率自然而然成为企业关注的焦点之一。

可变喷嘴环涡轮(variable nozzle turbine, VNT)能够大幅度提高内燃机低速转矩和低速的燃油经济性^[3-5], 而低速工况也是车用内燃机的常用工况, 因此给车辆节能带来更大的空间。但是, 由于 VNT 导叶绕轴转动, 导叶两端与壁面需存在一定端壁间隙, 该间隙泄漏会引起涡轮效率的大幅降低^[6-7]。目前, 关于导叶间隙泄漏流对涡轮性能的影响机理以及间

收稿日期: 2023-09-23; 修回日期: 2023-12-02.

作者简介: 王智慧(1986—), 女, 博士, 讲师, wangzhihui001@126.com.

通信作者: 卫海桥, whq@tju.edu.cn.

基金项目: 山西省青年科学基金项目(20210302123357); 山西省高等学校科技创新项目(2021L499).

Supported by the Youth Scientific Research Program of Shanxi Province, China (No. 20210302123357), the Science and Technology Innovation Project of Higher Education in Shanxi Province, China (No. 2021L499).

隙泄漏流的特征形态的研究取得了很大进展^[8-10]。同时,关于导叶端隙泄漏的抑制也有诸多研究,常见于优化导叶结构,在导叶端区增加密封结构,或通过增加辅助机构直接减小导叶两端间隙的大小,从而抑制间隙泄漏,提高涡轮性能。Yang 等^[11]设计了一种前部转动式导叶以解决端隙泄漏流问题,结果表明,此新型导叶可抑制导叶间隙泄漏流,减小总压损失,与此同时,可大幅度弱化导叶喉部和尾缘激波强度,提高转子叶片的可靠性。侯红娟等^[12]提出一种导叶间隙自动调节的方法,采用弹簧和止推机构,通过自动适应导叶的膨胀程度实现对导叶间隙的自动控制。目前,大部分对喷嘴环导叶结构的优化设计,仍局限于数值仿真计算,几乎没有对改型方案的实物进行加工和试验测试的环节,在某种程度上缺乏一定的真实性。但是笔者在文献^[13]中提出了一种导叶端隙密封结构,通过稳态进气数值模拟和试验的方法验证该结构可以有效地抑制导叶间隙泄漏,可大幅提高涡轮的绝热效率。

发动机的排气是脉动的,因此涡轮的实际进气也是脉动的,基于此,本文研究了在脉冲进气条件下 ESGV 涡轮的非稳态性能以及内部流场流动机理,以

进一步了解在一个脉冲周期内,ESGV 涡轮与原始涡轮流场的不同及性能提高的根本原因。

1 物理模型及数值方法

1.1 物理模型

本文以国内某柴油机用增压器为研究对象,此涡轮为原始涡轮,笔者在原始涡轮的基础上,设计导叶端隙密封结构,ESGV 的几何形状和布置不变,不同的是在导叶的两端设置一个端隙密封圆盘结构,并且两型涡轮的间隙的厚度 c 也保持不变,其结构参数如表 1 所示,结构模型如图 1 所示。具体结构说明参见文献^[13]。

表 1 原始导叶与 ESGV 主要参数

Tab.1 Geometrical parameters for the original guide vane and ESGV

原始导叶				
叶片数量	轮缘面间隙/mm	轮毂面间隙/mm	弦长 l /mm	导叶高度 h /mm
10	0.15	0.15	19	6.47
ESGV				
叶高 h' /mm	圆盘直径/mm	圆盘厚度/mm	圆盘凹槽直径/mm	圆盘凹槽深度/mm
6.77	19.8	2	17.8	0.5

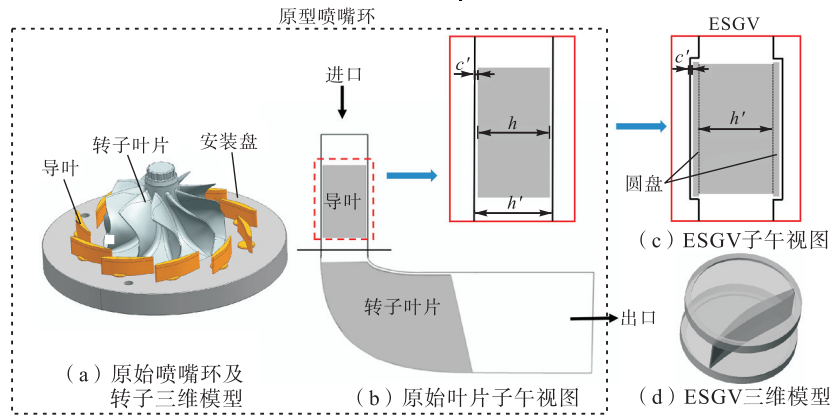


图 1 原始 VNT 及 ESGV 几何模型
Fig.1 Main configuration of the original VNT and ESGV

1.2 数值方法及模型验证

1.2.1 数值方法

利用 NUMECA 软件中 IGG/AutoGrid 模块对研究对象进行网格划分。网格模型设置及网格信息参见文献^[13]。两型涡轮网格模型如图 2 所示。

涡轮入口边界条件为总压、总温及速度方向,出口为涡轮出口平均静压。采用绝热无滑移固壁条件结合壁函数方法。143 000 r/min 的恒定涡轮转速,涡轮进气脉冲频率为 40 Hz,振幅为 25 kPa。以发动机最大扭矩点的涡轮进口条件作为涡轮平均进口总压,其值为 97.8 kPa,平均总温为 857 K。

Dale 等^[14]通过非稳态试验得到车用增压器径流

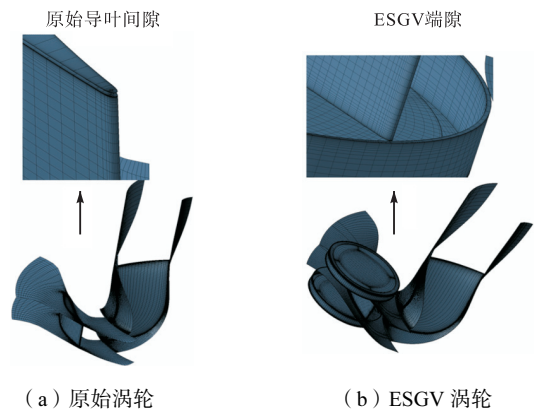


图 2 原始涡轮及 ESGV 涡轮网格

Fig.2 Original turbine and ESGV turbine grid

涡轮的进口参数变化情况, 试验表明, 涡轮前废气压力和温度均随时间近似正弦波变化. Zhang 等^[15]以及 Hellström^[16]在进行脉冲进气条件对涡轮内部流动的影响研究时, 均对涡轮进口参数的变化简化成正弦波来处理. 因此本文把涡轮进口压力和温度简化成正弦波来处理. 涡轮入口边界条件如图 3 所示(一个脉冲周期对应相角 360°).

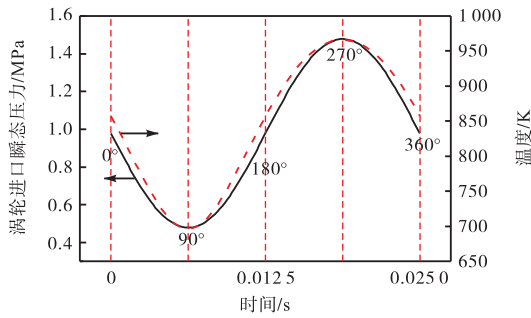


图 3 涡轮进口不同脉冲总压和总温边界条件
Fig.3 Total pressure and total temperature boundary conditions at the turbine inlet

1.2.2 模型校核

利用原始涡轮导叶表面压力测量的结果对数值模型进行校核. 由于导叶尺寸小, 喷嘴环内部空间有限, 因此无法采用传统的方法测量导叶表面的压力. 本试验采用 3D 打印的导叶及导叶接头, 设计的导叶表面有测压孔和内部气道, 共两个导叶, 一个是导叶测量压力面 (pressure side, PS), 另一个是导叶测量吸力面 (suction side, SS), 每个导叶包含 5 个测压孔, 共 10 个测压孔, 通过导叶扇形接头把导叶表面压力引出到涡轮外部, 然后通过压力传感器和气管测量导叶表面压力. 测试导叶和接头结构及在涡轮增压器中的安装布局如图 4 所示. 导叶小开度及中开度在某一增压器转速及两种流量下的测试结果和仿真结果如图 5 所示.

图 5 中 m1 和 m2 表示选择的两种不同流量条件. 可以看出大部分测点的试验值和仿真值吻合较好, 只有导叶前缘和尾缘的测量结果 (如图灰色区域) 与仿真值差距较大, 主要是由于此位置特殊, 静压测

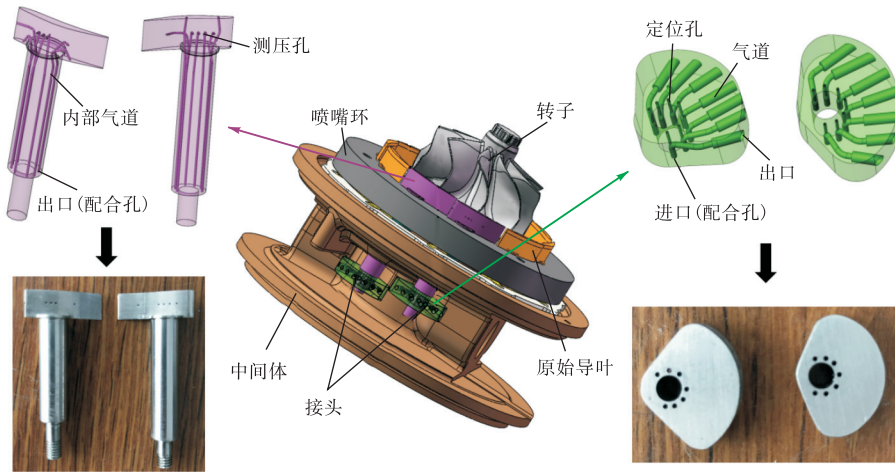


图 4 测试导叶和接头结构及在涡轮增压器中的安装布局
Fig.4 Testing guide vanes and connectors assembled in the turbocharger turbine

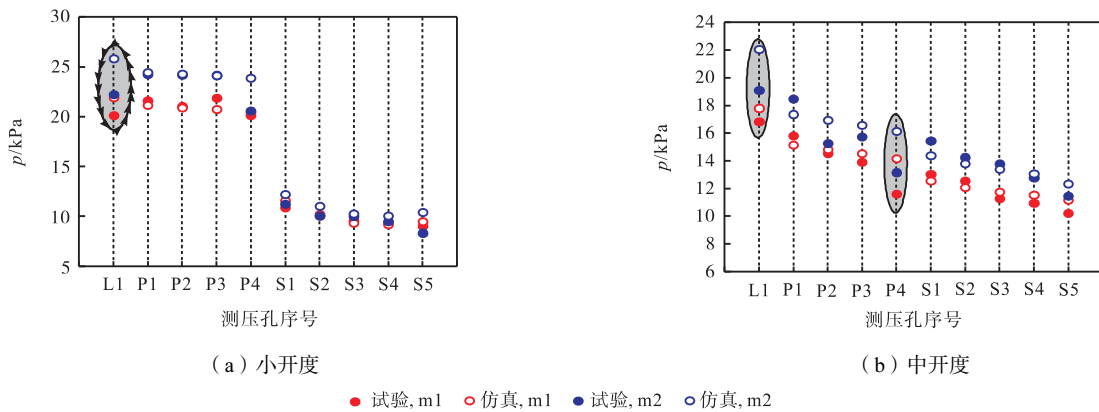


图 5 不同导叶开度、流量下导叶 50% 叶高静压仿真值与试验值的对比

Fig.5 Comparison of simulation and test values of static pressure of guide vane at 50% blade height position under different guide vane opening and flow rate

量受动压影响较大, 以及仿真也存在着一一定的误差, 因此, 此位置的试验和仿真值相差较大, 但总体上来看, 可以认为仿真的数值模型是可信的。

2 结果分析

2.1 两型涡轮非稳态性能

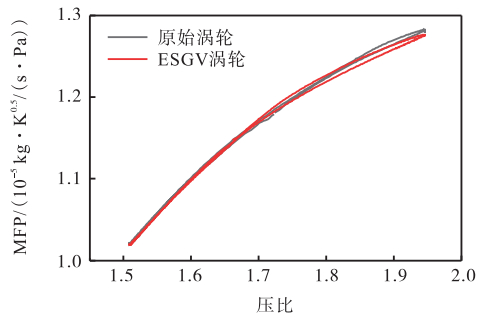
在涡轮非稳态数值计算中, 涡轮总-静的瞬态效率和质量流量参数 MFP 可以通过下式进行定义, 即

$$\eta_{t-s,inst} = \frac{W_{T,inst}}{q_{m,inst} c_p T_{1,inst}^* \left[1 - \left(\frac{p_{2,inst}}{p_{1,inst}^*} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (1)$$

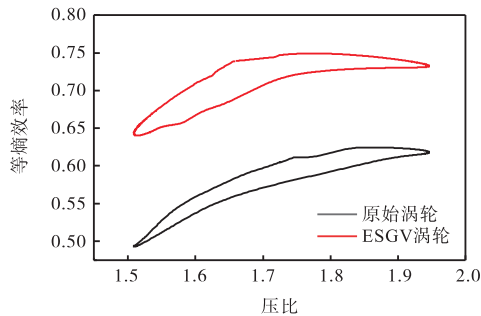
$$MFP_{inst} = \frac{q_{m,inst} \sqrt{T_{1,inst}^*}}{p_{1,inst}^*} \quad (2)$$

式中: $W_{T,inst}$ 、 $q_{m,inst}$ 分别为涡轮进口的瞬时功率和质量流量; γ 为绝热指数, $\gamma = 1.33$; c_p 为比定压热容, $c_p = 1006 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; $p_{1,inst}^*$ 为涡轮进口瞬时总压; $p_{2,inst}$ 为涡轮出口瞬时静压; $T_{1,inst}^*$ 为涡轮进口瞬时总温。

图 6 为两型涡轮的非稳态特性曲线。从图中可以看出, 在脉冲进气条件下, 涡轮的性能曲线呈现迟滞环特性。并且, 可以观察到两型涡轮的流量特性基本吻合, 经计算一个脉冲周期内, 原始涡轮和 ESGV 涡轮的 MFP 的平均值分别为 $1.168 \times 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{K}^{0.5}/(\text{s} \cdot \text{Pa})$



(a) 质量流量参数 MFP



(b) 等熵效率

图 6 两型涡轮非稳态性能对比

Fig.6 Comparison of unsteady performance between two turbines

和 $1.166 \times 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{K}^{0.5}/(\text{s} \cdot \text{Pa})$ 。图 6(b) 给出了一个周期内涡轮的平均效率, 瞬时效率按照式 (1) 进行计算, 然后取一个脉冲周期内的平均值, 从图中可以看出, ESGV 涡轮的等熵效率明显高于原始涡轮, 经计算, 一个脉冲周期内, ESGV 涡轮的平均效率比原始涡轮提高了 13.4%。

2.2 静子内流场分析

原始涡轮导叶泄漏流截面选取为沿弦长方向的间隙截面, ESGV 泄漏流截面选取垂直于进气方向且过圆盘圆心的截面。图 7 为一个脉冲周期内的两型涡轮导叶间隙泄漏流流量的对比曲线。可见, 间歇泄漏流的变化规律与涡轮进口脉冲压力变化规律相同, 这是由于压力越高, 间隙泄漏损失越大。同时, 在一个脉冲周期内, ESGV 涡轮的泄漏流流量低于原始涡轮, 并且两型涡轮泄漏量在脉冲高压区差距大于低压区的相应值, 可见, 在高压脉冲周期, ESGV 的优越性更明显。

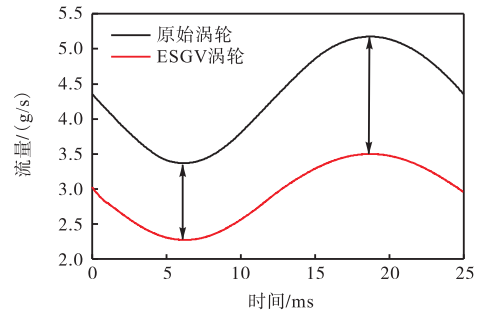


图 7 两型涡轮导叶间隙泄漏流流量对比

Fig.7 Flow comparison of guide vane clearance leakage flows between two turbines

为了研究一个脉冲周期内的静子内部的总的流动损失情况, 引入总压损失系数对两型涡轮静子内的流动损失进行评估。这里将总压损失系数 ξ 定义为

$$\xi = \frac{p_0^* - p_1}{p_0^*} \quad (3)$$

式中: p_0^* 为导叶进口总压; p_1 为当地总压。

图 8 为一个脉冲周期内两型涡轮导叶出口的总压损失系数对比。可以看出, 在整个脉冲周期内, 两型涡轮的总压损失系数规律与脉冲压力变化趋势相同, 这是由于在静子区域内, 间隙泄漏损失是压力损失的主要来源, 所以两型涡轮的总压损失系数变化规律与间隙泄漏流变化规律相同。

为了直观地观察静子内部的流动情况, 并且通过上面的分析可知, 两型涡轮在相角 270° (压力最高点) 的特性相差最大, 因此, 选此位置为观测点。图 9 所示为脉冲进气相角 270° 位置的导叶端隙速度流线

及导叶出口静熵分布. 这里用静熵值表征流体的损失, 熵值越大, 表示流体内部损失越大. 从图 9 中可以看出, 原始涡轮的气流从压力面流向吸力面, 气流流向发生很大改变, 靠近导叶前缘部分称为泄漏涡流, 泄漏涡流与主流掺混造成导叶出口的高熵值, 而 ESGV 的大部分间隙泄漏流沿入射气流方向泄漏, 流向基本不发生改变, 有一小部分气流在圆盘间隙周向方向形成了较大的涡流, 相比于原始导叶, 间隙泄漏流需要经过漫长的通道, 因此, 泄漏流速度较慢, 强度较低. 最终导致导叶出口的高熵区较小, 使得导叶出口的总压损失系数小于原始涡轮, 如图 8 所示.

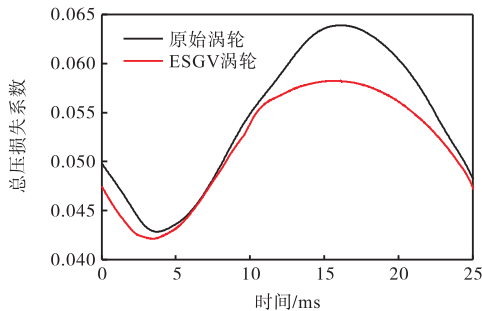


图 8 两型涡轮导叶出口总压损失系数

Fig.8 Total pressure loss coefficient of the guide vane outlet for two turbines

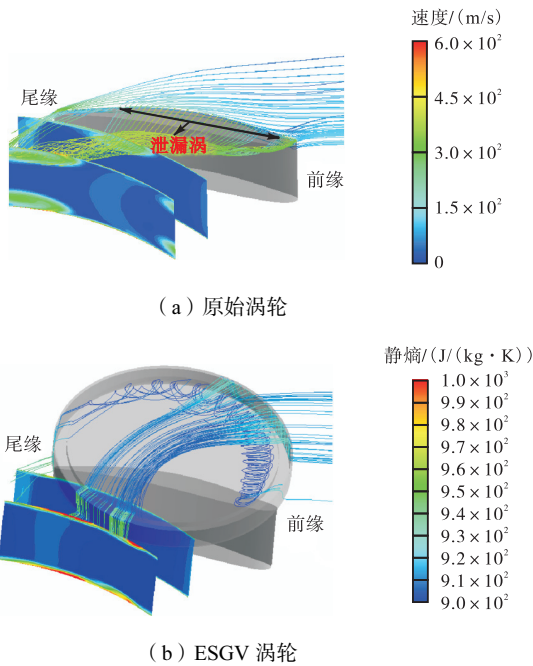


图 9 相角 270°位置的导叶间隙速度流线及导叶出口熵值分布

Fig.9 Guide vane clearance velocity streamline and guide vane outlet entropy distribution at a phase angle of 270°

图 10 为相角 270°位置两型涡轮导叶叶高方向的总压损失系数分布, 可以看出, 沿着叶高方向, 涡轮

的叶顶和叶根的总压损失系数明显大于导叶中间位置的对应值, 这正是由于导叶间隙带来的能量损失. 对比两型涡轮可以发现, ESGV 涡轮在导叶顶部和根部的压力损失系数明显低于原始涡轮, 结果与图 8 的流场分布结果一致.

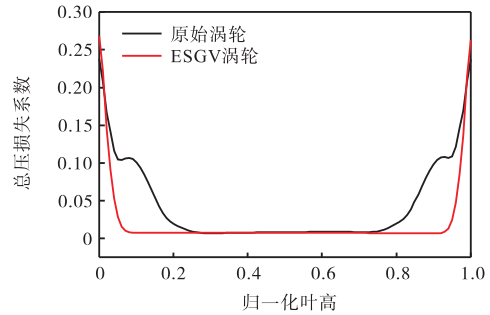


图 10 相角 270°位置的导叶叶高方向总压损失系数分布

Fig.10 Distribution of the total pressure loss coefficient in guide vane height direction at a phase angle of 270°

2.3 转子内流场分析

两型涡轮转子进口绝对气流角的变化如图 11 所示. 通过上述分析可知, ESGV 使气流偏转角度较小, 因此必定导致其进入转子的气流角度. 由图 11 可以看出两型涡轮的导叶出口气流角都呈正弦规律变化, ESGV 涡轮转子进口绝对气流角比原始涡轮小很多, 这必然导致气流进入转子的相对气流角的变化, 进而影响转子进口入射角. 转子入射角损失是径流涡轮效率下降的主要原因. 入射角 i 可以定义为

$$i = \beta_r - \beta_b \tag{4}$$

式中: β_r 为涡轮进口处的相对气流角; β_b 为涡轮前缘叶片角. 众所周知, 最佳入射角是在 $-40^\circ \sim -20^\circ$ 之间^[15]. 由于涡轮进口流动呈现脉动形式, 导致涡轮进口绝对气流角和相对气流角都呈现脉动形式, 偏离了 $-40^\circ \sim -20^\circ$ 的最佳入射角范围. 因此, 由于叶片表面附近的二次流动、流动分离而产生的入射角损失,

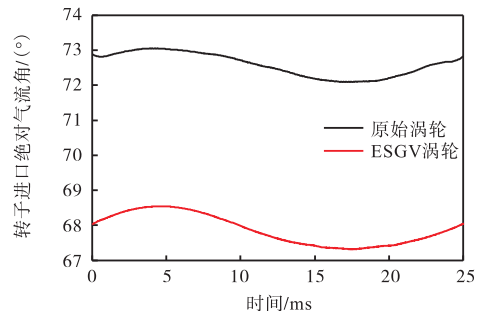


图 11 两型涡轮导叶出口气流角对比

Fig.11 Comparison of flow angle at the guide vane outlet between two turbines

最终导致涡轮性能恶化^[17]。两型涡轮的转子进口入射角对比如图 12 所示。可以看出,在低压周期内,两型涡轮入射角偏离最佳入射区的程度相差不多,而在高压周期内,ESGV 入射角明显更接近最佳入射区,因此,可以推断在整个脉冲周期内,ESGV 的入射损失更小。

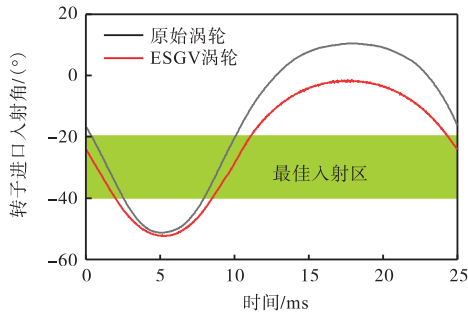


图 12 两型涡轮转子进口入射角对比

Fig.12 Comparison of the incidence angle at the rotor inlet between two turbines

流动分离是转子内主要的流动现象,图 13 为相角 270° (压力最大) 位置两型涡轮转子通道转子前缘分离流线及转子出口熵值分布,结合图 10,可以发现在转子前缘由于偏离最佳入射区较大,两型涡轮转子前缘附近压力面和吸力面侧都出现了明显的流动分离现象,还可以发现在压力面靠近轮缘一侧流动分离更严重,如图 13 中 A 和 B 区域所示,随着分离涡团向下游移动,最终在转子出口形成高熵区 C 和 D,对比两型涡轮,可以发现 ESGV 涡轮的转子前缘分离涡团强度更低,转子出口的高熵区面积更小,因此,其气流能量损失更小。

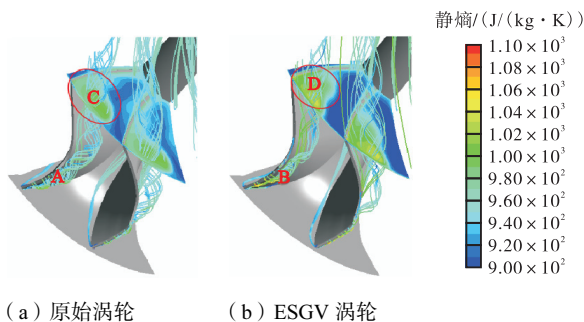


图 13 相角 270° 位置两型涡轮转子前缘分离流线及转子出口静熵分布

Fig.13 Separation streamlines at the leading edge of two turbine rotors and static entropy distribution at the rotor outlet at a phase angle of 270°

图 14 为相角 270° 位置两模型子午面的熵值分布,用来衡量两种模型整个涡轮内部的损失分布情况。从图中可以发现,导叶内部的损失较小,高熵区域主要在导叶出口附近增加并向下游发展,两种模型

的高熵区全部分布在转子叶片级。转子叶片进口轮毂侧附近都有一个分离涡的产生,使得此部分的熵值增加,由上述分析可知 ESGV 模型的分离涡程度低于原模型,所以 ESGV 此位置的高熵区面积更小。整体上来看,ESGV 涡轮熵值低于原始涡轮,因此,ESGV 涡轮的内部流动损失更小,致使其效率更高。

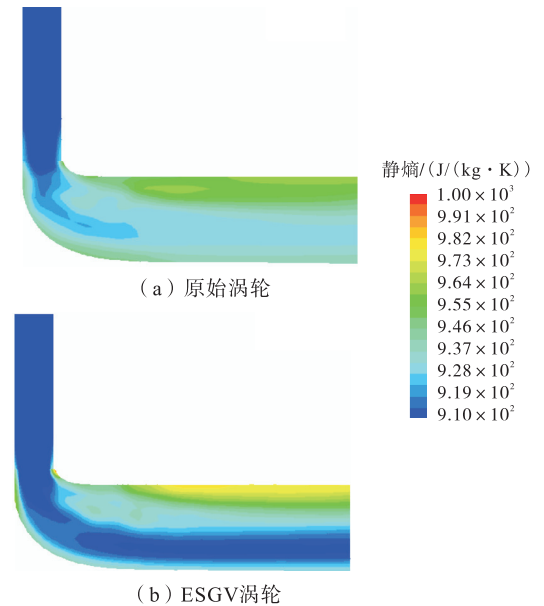


图 14 相角 270° 两型涡轮子午面熵值分布

Fig.14 Entropy distributions at the meridional planes of two turbines at a phase angle of 270°

3 结论

本文针对可变喷嘴环导叶涡轮的间隙泄漏问题,基于已设计的 ESGV 结构,进行了脉冲进气条件下 ESGV 涡轮的非稳态性能研究,具体可以得到如下结论。

(1) 脉冲进气条件下,两型涡轮流量特性曲线基本吻合,但 ESGV 涡轮的等熵效率明显高于原始涡轮,ESGV 涡轮的平均效率比原始涡轮提高了 13.4%。

(2) 两型涡轮的间隙泄漏流量和导叶出口总压损失系数变化规律与涡轮进口压力变化规律相同,且 ESGV 涡轮的间隙泄漏量和导叶出口压力损失系数更小,且在脉冲高压周期内,ESGV 优势更明显。

(3) 与原始涡轮相比,ESGV 的转子进口入射角更接近最佳入射区,因此其转子前缘流动分离现象相对较弱,转子出口的熵值水平小于原始涡轮。同时,通过涡轮子午面的熵值分布可以发现,涡轮的主要损失发生在转子区域,ESGV 涡轮在整个涡轮级内都具明显优势,因此其效率更高。

参考文献:

- [1] Dasgupta S, Sarmah P, Borthakur P P. Application of variable geometry turbine turbochargers to gasoline engines: A review[J]. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2020, 943(1): 012010.
- [2] 秦 静, 张启锐, 裴毅强, 等. 进气道喷水量对 GDI 汽油机燃烧和排放特性的影响[J]. 天津大学学报(自然科学与工程技术版), 2020, 53(11): 1167-1174.
Qin Jing, Zhang Qirui, Pei Yiqiang, et al. Effects of intake manifold water injection mass on combustion and emission characteristics of GDI engine[J]. Journal of Tianjin University(Science and Technology), 2020, 53(11): 1167-1174(in Chinese).
- [3] 吕 伟. 可调涡轮增压器(VGT)控制技术的研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2002.
Lü Wei. Research on Control Technology of Adjustable Turbocharger(VGT) [D]. Beijing: China Agricultural University, 2002(in Chinese).
- [4] He L. Three-dimensional unsteady Navier-Stokes analysis of stator-rotor interaction in axial-flow turbines[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2000, 214(1): 13-22.
- [5] Fajardo D P. Methodology for the Numerical Characterization of a Radial Turbine under Steady and Pulsating Flow[D]. Valencia: Universitat Politècnica de València, 2012.
- [6] Marelli S, Marmorato G, Capobianco M, et al. Towards the direct evaluation of turbine isentropic efficiency in turbocharger testing[C]//SAE World Congress & Exhibition. Detroit, USA, 2016: 1033.
- [7] Chitrakar S, Neopane H P, Dahlhaug O G. The numerical and experimental investigation of erosion induced leakage flow through guide vanes of Francis turbine[J]. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2019, 240(7): 072002.
- [8] 赵 奔, 马朝臣, 胡良军, 等. 导叶间隙不确定性对可调向心涡轮影响数值研究[J]. 推进技术, 2014, 35(4): 492-498.
Zhao Ben, Ma Chaochen, Hu Liangjun, et al. Numerical investigation on effects of uncertain nozzle vane clearance on variable geometry radial turbine performance[J]. Journal of Propulsion Technology, 2014, 35(4): 492-498(in Chinese).
- [9] Hu L J. Numerical analysis of nozzle clearance's effect on turbine performance[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2011, 24(4): 618-625.
- [10] Zhao B, Wang L L, Hou H J. Numerical analysis for impacts of nozzle end-clearances on aerodynamic performance and forced response in a VNT turbine[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2018, 31(5): 1030-1040.
- [11] Yang D F, Lao D Z, Yang C, et al. Investigations on the generation and weakening of shock wave in a radial turbine with variable guide vanes[C]//ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Seoul, Republic of Korea, 2016: 13-17.
- [12] 侯红娟, 王磊磊, 李延昭. 可调向心涡轮导叶叶顶间隙及其调节方法的研究[J]. 海峡科技与产业, 2017(4): 99-100.
Hou Hongjuan, Wang Leilei, Li Yanzhao. Research on tip clearance of adjustable centripetal turbine guide blade and its regulation method[J]. Strait Science Technology & Industry, 2017(4): 99-100(in Chinese).
- [13] 王智慧, 马朝臣, 刘晓娟, 等. 导叶端隙密封结构对可调涡轮性能的影响[J]. 航空动力学报, 2024, 39(3): 20220251-1-20220251-9.
Wang Zhihui, Ma Chaochen, Liu Xiaojuan, et al. Effect of guide vane end-clearance seal structure on performance of adjustable turbines[J]. Journal of Aerospace Dynamics, 2024, 39(3): 20220251-1-20220251-9(in Chinese).
- [14] Dale A, Watson N. Vaneless radial turbocharger turbine performance[C]//Institution of Mechanical Engineering Turbocharging and Turbochargers. London, UK, 1986: 65-76.
- [15] Zhang Y J, Chen L, Zhuge W L, et al. Effect of pulse flow and leading edge sweep on mixed flow turbines for engine exhaust heat recovery[J]. Science China, 2011, 54(2): 295-301.
- [16] Hellström F. Numerical Computations of the Unsteady Flow in a Radial Turbine[D]. Sweden: Royal Institute of Technology, 2008.
- [17] Denton J D. Loss mechanisms in turbomachines[J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115(4): V002T14A001.

(责任编辑: 王晓燕)