

脉动来流对涡轮非定常气动性能影响机理

吉 冰, 李 军, 王志多
(空军工程大学 航空工程学院, 西安 710038)

摘 要: 以周期性脉动来流模拟旋转爆震燃烧室出口流场,研究了来流脉动幅值和频率对 GE-E³ 高压涡轮级非定常内流特性的影响机理。结果表明:来流脉动幅值的增加会加强涡轮内部流场的非定常性,放大流场参数的时空差异;随着脉动频率的增加,涡轮内部流场的脉动幅值逐渐减弱,不同动叶时均载荷分布趋于一致。在来流脉动频率为 5 244 Hz 的条件下,来流脉动系数逐步增加到 0.4 时,涡轮效率降低 13.99%;而在来流脉动系数为 0.3 的条件下,来流脉动频率逐步增加到 10 488 Hz 时,涡轮效率降低 15.57%。来流脉动幅值和频率的增加会加剧端壁二次流动和叶栅流动分离,并使得动叶进气攻角偏离设计状态,降低涡轮的工作效率。

关 键 词: 旋转爆震燃烧室; 涡轮组合; 非定常流场; 压力脉动; 气动性能
中图分类号: V231.1 **文献标志码:** A

Effect mechanism of pulsating flow on unsteady aerodynamic performance of turbine

JI Bing, LI Jun, WANG Zhiduo
(Aeronautics Engineering College
Air Force Engineering University, Xi'an 710038, China)

Abstract: A periodic pulsating incoming flow was used to simulate the flow field at the outlet of a rotating detonation combustor. The effect mechanism of the amplitude and frequency of the incoming pulsation on the unsteady internal flow characteristics of the GE-E³ high pressure turbine stage was studied. Results indicated that the increase of the pulsation amplitude of the inflow could enhance the unsteadiness of the internal flow field and amplify the difference of the parameters in the internal flow field in time and space. With the increase of the pulsation frequency, the pulsation amplitude of the internal flow field gradually weakened, and the distribution of the time averaged loading of the blade was inclined to be consistent. Under the condition that the incoming pulsation frequency was 5 244 Hz, when the pulsation coefficient increased to 0.4, the turbine efficiency was reduced by 13.99%; under the condition that the incoming pulsation coefficient was 0.3, when the pulsation frequency increased to 10 488 Hz, the turbine efficiency was reduced by 15.57%. Increased pulsation amplitude and frequency could enhance the endwall secondary flow and cascade flow separation, make the inlet attack angle of blades deviate from the design state, and reduce the turbine working efficiency.

收稿日期:2019-10-16
作者简介:吉冰(1996—),男,硕士生,主要从事旋转爆震涡轮发动机研究。
引用格式:吉冰,李军,王志多.脉动来流对涡轮非定常气动性能影响机理[J].航空动力学报,2020,35(2):410-421. JI Bing, LI Jun, WANG Zhiduo. Effect mechanism of pulsating flow on unsteady aerodynamic performance of turbine[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(2): 410-421.

Key words: rotating detonation combustor; combined turbine; unsteady flow field; pressure pulsation; aerodynamic performance

旋转爆震燃烧最早由 Voitsekhovskii 提出并开始研究,它采用圆环形燃烧室,在燃烧室的封闭段注入燃料和氧化剂,通过爆震燃烧形成具有一定切向速度的旋转爆震波向下游传播。旋转爆震燃烧具有热力学效率高、能量转换快、自压力增益、熵增小等显著优点^[1-2],因此近年来旋转爆震发动机受到了广泛关注。

目前对旋转爆震发动机的研究主要集中在燃烧室本身,Bykovskii 等^[3]、Frolov 等^[4]、王超等^[5]和马虎等^[6]研究了不同条件下旋转爆震波的产生和传播机理。孙健等^[7]、陈洁等^[8]分析了旋转爆震发动机的推力性能。Eto 等^[9]、Jourdain 等^[10]、高剑等^[11]通过选择在燃烧室下游安装不同几何尺寸的喷管来探讨喷管对发动机流场特性的影响。同时,Rankin 等^[12]在实验中还设置了冷却装置对燃烧室进行冷却。

旋转爆震燃烧室产生的压力增益可以被喷管直接利用并产生推力,也可以对涡轮做功^[13]。将旋转爆震燃烧室应用于燃气涡轮发动机,其产生的压力增益能够在低压比下产生较大的有效推力,这将减少发动机压气机级数,进而降低燃气涡轮发动机的制造要求。由于这样的燃烧室简单紧凑,并且具有更高的推质比,发动机的性能将大大提高,因此学者对旋转爆震燃烧室与涡轮的匹配问题开展了研究^[14]。Wolański 等^[15]将旋转爆震燃烧室应用到 GTD-350 发动机上,发现爆震燃烧可以提高发动机的工作效率。Frolov 等^[16]在数值仿真中设计了一种阻尼器来抑制爆震波对上游压气机的干扰,从而使旋转爆震燃烧室产生了 15% 的压力增益。Liu 等^[17]对旋转爆震燃烧室下游整个涡轮级的流场进行了非定常数值模拟,评估了超声速涡轮在非定常进气条件下的损失机理。周胜兵等^[18]开展了旋转爆震燃烧室与涡轮导向器组合结构的实验研究,分析涡轮导向器对爆震产物高频脉动压力的影响。计自飞等^[19]建立了旋转爆震涡轮发动机工作过程的数学模型以及参数化整机性能分析模型,研究了压气机总增压比、涡轮前温等设计参数对发动机性能的影响。

综上所述,目前针对旋转爆震燃烧室与涡轮匹配机理及其影响机制的研究相对较少,缺乏涡轮内非定常脉动流场和气动性能的评估研究。因此本文根据旋转爆震燃烧室出口总压和总温的周

期性脉动特性,将其简化为以特定幅值和频率周期性波动的正弦波,通过非定常数值仿真,研究了爆震燃烧室脉动出流的脉动幅值和频率对涡轮工作特性的影响机理。

1 计算模型及数值方法

1.1 计算模型

本文研究对象为 GE-E³ 发动机涡轮高压第一级叶片,采用商业软件 ANSYS CFX 通过非定常数值仿真分析了非定常脉动来流幅度和频率对涡轮内部非定常流动及涡轮气动性能的影响机理。为了减少计算量,将 GE-E³ 涡轮的静叶在节距-弦长比不变的情况下放大了 46/38 倍,以便在对静叶气动性能影响较小的情况下获得相等的静叶和动叶计算域节距,最终静叶和动叶的个数比为 1:2。由于来流存在强烈的压力脉动,当高、低压流体交替进入叶片通道后,会形成短时间内持续存在的逆压梯度,为避免流动堵塞,在保持静叶通道喉部面积不变的前提下将涡轮进口子午流道进行了收缩处理,以提高涡轮进口流速,使得进口来流在较大的逆压梯度下能够通过涡轮通道且不会明显改变涡轮流量,如图 1 所示。与采用原始子午流道的涡轮相比,进口流道收缩处理后,端壁附近流动分离的增加使得涡轮等熵效率 η 降低 1.82%。由于保持喉部面积不变,改型后涡轮流量 $\dot{m}$ 降低了 0.17%。

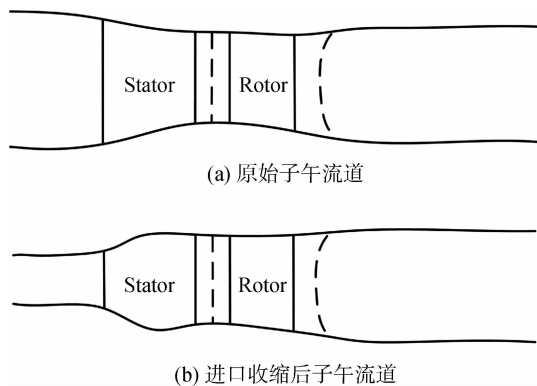


图1 GE-E³ 涡轮流道几何

Fig. 1 Geometry of GE-E³ turbine flow path

1.2 数值方法及验证

利用 NUMECA AutoGrid-5 软件对计算模型进行网格划分,计算域及局部网格如图 2 所示。

首先针对计算模型开展了定常数值计算,其结果作为非定常计算的初场。在定常计算中,涡轮的进口总压为 344.74 kPa,进口总温为 709 K,出口平均静压为 150.00 kPa,转子转速为 8280 r/min,进口湍流强度为 10%,壁面设置为绝热无滑移边界条件,动静交界面选用 Frozen Rotor 模型。

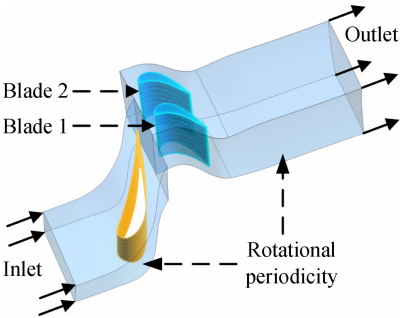


图 2 涡轮计算域

Fig. 2 Computational domain of the turbine

为了验证网格节点数对数值计算精度的影响,对 3 套网格通过定常数值计算进行了网格无关性验证,计算结果如表 1 所示。通过对比,从网格 1 到网格 2 等熵效率变化了 0.26%,出口流量

变化了 0.09%;从网格 2 到网格 3 等熵效率变化了 0.13%,出口流量变化了 0.04%,影响相对较小,因此选用网格 2 进行数值研究。

为了验证数值计算方法和湍流模型的可靠性,分别对比了实验^[20]和数值计算的 GE-E³ 原始涡轮静叶 10%、50%、90% 叶高处等熵马赫数 Ma 以及静叶出口等熵效率 η 的分布(z/C_a 表示当前位置距叶片前缘的轴向距离与叶片的轴向弦长之比),如图 3、图 4 所示。由图可知,数值计算得出的等熵马赫数以及等熵效率曲线与实验结果吻合程度较好,本文数值计算采用的数值方法可靠,湍流模型选用 SST (shear stress transport) $\gamma-\theta$ 模型。

表 1 网格节点数对涡轮仿真结果的影响

Table 1 Effects of grid node number on turbine simulation results

序号	网格节点数	η	$\dot{m}/(\text{kg/s})$
1	931 223	0.8898	0.3206
2	1 961 569	0.8924	0.3209
3	3 737 075	0.8937	0.3210

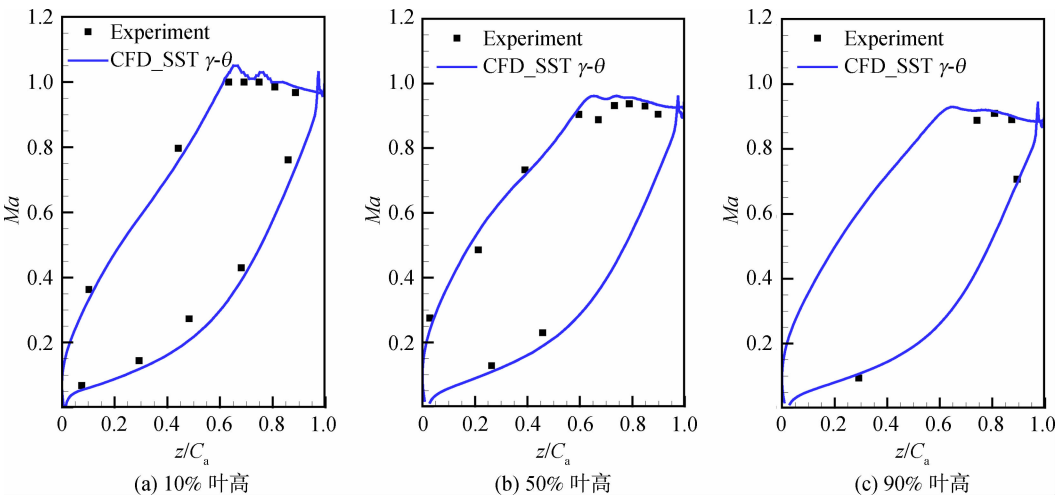


图 3 静叶壁面等熵马赫数分布

Fig. 3 Isentropic Mach number distributions on stator vane surface

基于典型旋转爆震燃烧室出流特性,在非定常计算中,设定涡轮进口总压、总温的波动规律如图 5 所示。图中 T_f 表示进口流场的波动周期, p_{0m} 和 T_{0m} 分别表示进口平均总压和平均总温。进口总压 p_{0i} 波动规律由式(1)给出,进口总温波动规律由式(2)给定,其中进口平均总压 p_{0m} 取 344.74 kPa,进口平均总温 T_{0m} 取 709 K。 k 为进口参数脉动系数,定义为进口参数波动幅度与平

均参数的比值,反映流场脉动幅值大小, f 为进口参数脉动频率。动-静交界面数据传递选用 Transient Rotor-Stator 模型。动叶转过一个静叶节距的时间定义为一个计算周期 T_{com} 。每个计算周期物理时间步长短的设定对计算结果具有明显影响,通过非定常计算验证,每个计算周期设定 48 个物理时间步,每个物理时间步的时长为 3.97×10^{-6} s。

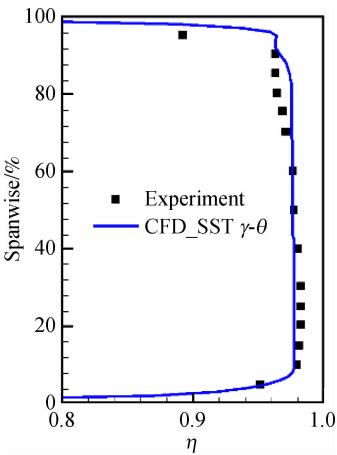


图 4 静叶展向等熵效率分布
Fig. 4 Distribution of isentropic efficiency along the spanwise direction of the stator vane

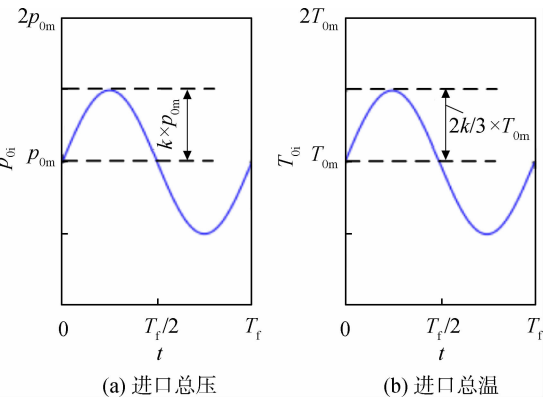


图 5 涡轮进口边界条件
Fig. 5 Boundary conditions of turbine inlet

$$p_{0i} = k \times p_{0m} \times \sin(2\pi ft) + p_{0m} \tag{1}$$

$$T_{0i} = 2k/3 \times T_{0m} \times \sin(2\pi ft) + T_{0m} \tag{2}$$

受上游来流脉动的影响,涡轮内部流场也呈现出强周期性波动。为判定周期性脉动流场在非定常数值计算中的收敛性,Clark 等^[21]借鉴数字信号处理的原理,运用模糊集合理论,提出了在涡轮非定常计算中周期性脉动流场的收敛性判据

$$F_{cc}(p_1, p_2) = \frac{\sum_{n=1}^N p_1 p_2}{(\sum_{n=1}^N p_1^2 \sum_{n=1}^N p_2^2)^{1/2}} \tag{3}$$

$$f_m = 1 - \left| 1 - \frac{\bar{p_2}}{p_1} \right| \tag{4}$$

$$f_a = 1 - \left| 1 - \frac{a_2}{a_1} \right| \tag{5}$$

$$f_\varphi = 1 - \left| \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{\pi} \right| \tag{6}$$

$$f_s = F_{cc}(p_1, p_2) \tag{7}$$

$$f_c = \min(f_m, f_a, f_\varphi, f_s) \tag{8}$$

其中 F_{cc} 表示互相关系数 (CCF) 的量符号,下标 1 和下标 2 分别表示相邻的两个流场脉动周期, p 表示静压, a 和 φ 为进口压力脉动信号经过直接傅里叶变换 (DFT) 变换后的振幅和相位。通过相邻两个周期内的平均压力、压力脉动信号的 DFT 振幅和相位以及互相关系数来定义一系列表征收敛程度的模糊集 f_m 、 f_a 、 f_φ 、 f_s 和 f_c 。当 $f_c > 0.99$ 时视为非定常计算结果收敛。

2 结果与讨论

为了研究进口压力和温度的脉动幅值和频率对涡轮工作特性的影响,根据进口条件的不同设置了 8 种工况,如表 2 所示。由于爆震燃烧所用的燃料成分、当量比以及燃烧室的几何结构各有不同,旋转爆震波的振幅大小各异,传播频率在 1~100 kHz 的范围内都有可能出现^[7],本文研究的脉动系数 k 为 0~0.4,脉动频率 f 为 0~10 488 Hz。

表 2 不同工况下的涡轮进口边界条件		
Table 2 Boundary conditions at turbine inlet under different cases		
工况编号	k	f
0	0	0
1	0.1	5 244
2	0.2	5 244
3	0.3	5 244
4	0.4	5 244
5	0.3	2 622
6	0.3	7 866
7	0.3	10 488

涡轮进口总压是以特定频率跟幅度脉动的正弦函数,故当 f 不同时,进口来流的波动周期 T_i 也不同。由于涡轮内部流场受进口来流、静叶尾迹及动叶旋转等多方面因素的影响,其波动情况与进口流场相比更为复杂,当动叶前缘点的压力经历一个完整的周期性波动时,涡轮内部流场的变化也经历了一个周期 T 。表 3 表示了在不同进口总压脉动频率下,计算周期 T_{com} 、进口来流波动周期 T_i 和涡轮内部流场波动周期 T 之间的对应关系。

由于将动叶叶片转过一个静叶节距的时间视为一个计算周期 T_{com} ,故在脉动频率 $f=2\,622\text{ Hz}$

的工况下,动叶每转过两个静叶节距,涡轮进口及内部流场才经历了一个完整的波动周期。而当脉动频率 $f=7\,866\text{ Hz}$ 时,动叶每转过两个静叶节距,进口波动就经历了 3 个周期,此时涡轮内部流场完成一个周期的变化。由此可知,当来流的脉动频率不同时,各工况下涡轮的进口来流及内流波动周期不尽相同。下面具体分析来流脉动幅度和频率的影响。

表 3 T_{com}, T_r 和 T 之间的比值关系
Table 3 Ratio relationship between T_{com}, T_r , and T

f/Hz	$T_{\text{com}}/T_{\text{com}}$	T_{com}/T_f	T_{com}/T
2622	1	1/2	1/2
5244	1	1	1
7866	1	3/2	1/2
10488	1	2	1

2.1 来流脉动幅值对涡轮气动特性的影响

选择工况 0 至工况 4 在脉动频率 $f=5\,244\text{ Hz}$ 保持不变的情况下研究总压和总温脉动幅度对涡轮气动性能的影响。为了揭示脉动流在涡轮级中的迁移发展过程,图 6 给出了工况 3 中涡轮 50% 叶高处的瞬时总压 p_0 在一个流动周期 T 内的分布情况。

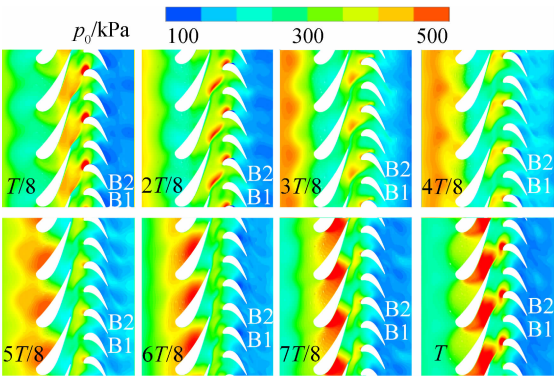


图 6 50% 叶高处涡轮流场的瞬时总压分布
(工况 3, $k=0.3, f=5\,244\text{ Hz}$)
Fig. 6 Instantaneous total pressure distribution of turbine flow field at 50% span (case 3, $k=0.3, f=5\,244\text{ Hz}$)

图 6 中,在 $T/8$ 时刻,动叶 B2 位于静叶通道中央下游处,此时进口脉动来流的压力波峰恰好传递到动叶前缘,在 B2 前缘点处形成高压区,而 B1 由于受到上游静叶尾迹的影响,前缘处的压力较低。在 $T/2$ 时刻, B2 运动到了静叶尾缘的下

游,但由于转子的旋转效应使得动静交界面处的流场存在沿转向的流动速度,流场中的高压区运动到 B2 前缘,使得 B2 的前缘部分仍处在较高的压力区;与此同时, B1 运动到静叶通道的中央下游,但由于此刻静叶通道出口流场为压力脉动的低压谷值,于是 B1 仍然处于低压区。在 T 时刻, B2 运动到下一个相邻的静叶通道中央下游处,此时第二个周期的压力脉动在静叶通道的喉部达到峰值,并在 B2 的前缘形成高压区。随后流场的压力波峰向下游推进,动叶继续沿转向运动,形成新的循环周期。

在进口流场脉动频率与动叶旋转频率相等的条件下,由于 B1 的初始位置处于静叶尾迹的掺混区内,整个运动周期内在压力波谷的影响下始终处在较低的压力区,而 B2 在初始时刻受到压力波峰的影响,在整个运动周期内都承受着较高的压力冲击。

图 7(a)所示为工况 0 时涡轮的两个相邻动叶 B1、B2 在 50% 叶高处的时均载荷。由于该工况下涡轮的进口条件为没有脉动的均匀流场,涡轮两个动叶的载荷分布是一致的。

当进口来流脉动频率固定后 ($f=5\,244\text{ Hz}$),由于动叶与周期性高、低压气流的干涉作用,两个动叶时均载荷具有明显差异。随着脉动幅值的增加,动叶 B1 50% 叶高处的时均载荷逐渐减小,与之相邻的动叶 B2 的时均载荷逐渐增大。由图 7(b)、图 7(c)可知,进口压力脉动幅值越大,相邻两个动叶的时均载荷差异越大。这说明,在一定的脉动来流频率下,会出现不同动叶承受不同时均载荷的现象。

脉动来流引起的流场强非定常波动势必会对涡轮气动效率产生影响,因此需要分析来流脉动幅度对涡轮效率的影响。然而,在周期性脉动来流条件下,涡轮进出口截面上的各物理参数随时间显著波动且存在一定的相位差,故常用的等熵效率公式不再适用。针对爆震燃烧室下游涡轮叶片通道内流场的特点,采用 Suresh 等^[22]提出的非定常周期性来流条件下涡轮的工作平均总-总效率 $\eta_{\text{tt}}^{\text{wa}}$ (work average total to total efficiency, 以下简称效率)的计算方法进行评估,具体如下:

$$\eta_{\text{tt}}^{\text{wa}} = \frac{T_{0i}^a - T_{0e}^a}{T_{0i}^a [1 - (p_{0e}^{\text{wa}}/p_{0i}^{\text{wa}})^{(\gamma-1)/\gamma}]}$$

(9)

其中

$$T_{0i}^a = \frac{\int_0^T \rho_i u_i T_{0i} d\xi}{\int_0^T \rho_i u_i d\xi}$$

(10)

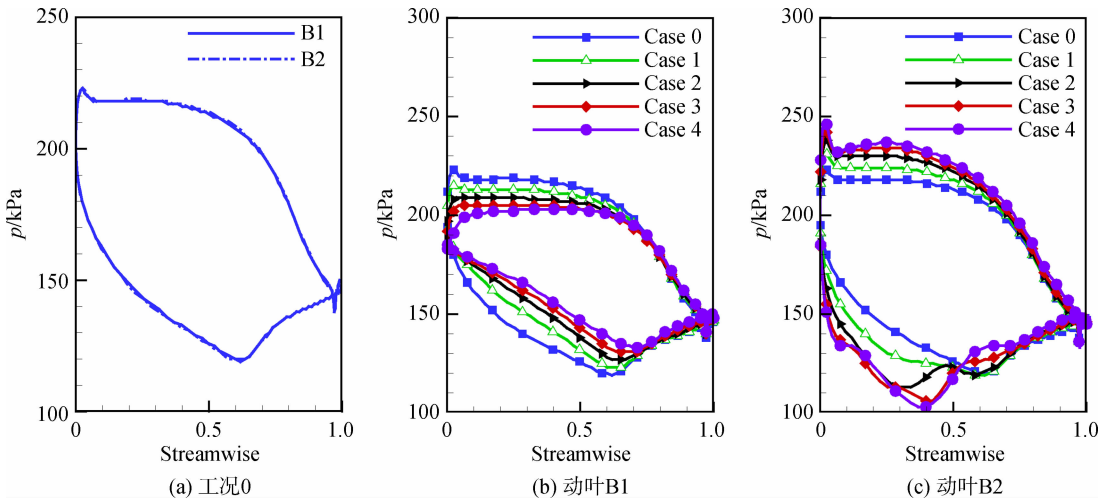


图 7 脉动幅值对动叶 50% 叶高处的时均载荷分布的影响

Fig. 7 Effects of pulsation amplitude on time averaged loading distribution of rotor blade at 50% span

$$T_{0e}^a = \frac{\int_0^T \rho_e u_e T_{0e} d\xi}{\int_0^T \rho_e u_e d\xi} \quad (11)$$

$$(p_{0i}^{wa})^{(\gamma-1)/\gamma} = \frac{\int_0^T \int_{A_i} \rho_i u_i T_{0i} dA d\xi}{\int_0^T \int_{A_i} \rho_i u_i \left[\frac{T_{0i}}{p_{0i}^{(\gamma-1)/\gamma}} \right] dA d\xi} \quad (12)$$

$$(p_{0e}^{wa})^{(\gamma-1)/\gamma} = \frac{1}{T|A_e|} \int_0^T \int_{A_e} p_{0e}^{(\gamma-1)/\gamma} dA dt \quad (13)$$

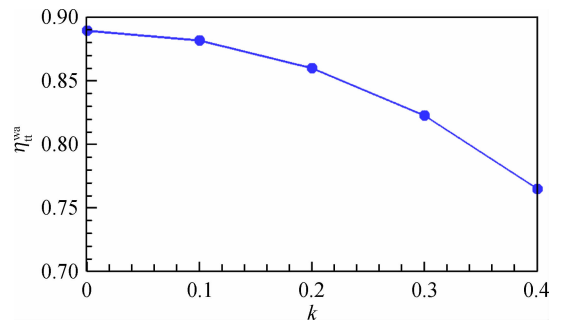


图 8 脉动幅值对涡轮效率的影响

Fig. 8 Effects of pulsation amplitude on turbine efficiency

式中上标 a 表示平均值 (average), 下标 i、e 分别表示进口 (inlet) 和出口 (exit), A 表示截面积。

利用式 (9) 和等熵效率公式在工况 0 中计算了涡轮的总-总效率, 两种方法的计算结果均为 0.8898, 说明式 (9) 在均匀来流条件下即为等熵效率公式。图 8 给出了涡轮效率随来流脉动幅值的变化曲线, 可以看出涡轮的效率随脉动幅值的增大而降低。在来流脉动频率为 5244 Hz 的条件下, 当进口流场的脉动系数从 0 增加到 0.4, 涡轮的效率从 0.8898 下降到 0.7653, 降低了 13.99%。

为揭示涡轮效率随来流脉动幅值的增加而降低的原因, 选取了 3 个典型工况分析涡轮中的流动损失情况。图 9 所示为不同工况下涡轮静叶表面极限流线在相同周期内两个瞬时的分布情况。图中 LE 表示前缘位置 (leading edge), PS 和 SS 分别表示压力面 (pressure side) 和吸力面 (suction side), t 为涡轮内部流场波动周期 T 内的某一瞬时。在来流脉动频率为 5244 Hz 的条件下, 当高低压流体交替通过静叶叶栅通道, 由于局部逆压梯度的存在, 静叶的压力面和吸力面先后出

现流动分离, 且流动分离的程度和范围随来流脉动幅值的增大而增大, 流动分离增加导致涡轮内流动损失增加。同时, 脉动来流会导致涡轮动叶进口相对气流角偏离设计值, 在动叶前缘产生正/负攻角, 进一步增加流动损失。

图 10 所示为不同来流脉动幅值下涡轮 50% 叶高处流场在同一时刻的瞬时静压分布。可以看出, 随着来流脉动幅值的增加, 通道内高、低压区之间的差异愈发明显, 局部逆压梯度增强, 所以愈加容易发生流动分离, 涡轮效率因此逐渐降低。

2.2 来流脉动频率对涡轮气动特性的影响

下面选择工况 5、工况 3、工况 6 和工况 7, 在进口总压脉动幅值一定 ($k=0.3$) 的前提下, 研究来流脉动频率对涡轮气动性能的影响。

图 11、图 12 分别对比了不同来流脉动频率下, 涡轮动叶 B1、B2 在一个涡轮内部流场脉动周期 T 内 50% 叶高处的时均载荷分布以及前缘点的压力脉动曲线。从图 11(a) 可以看出, 与工况 0

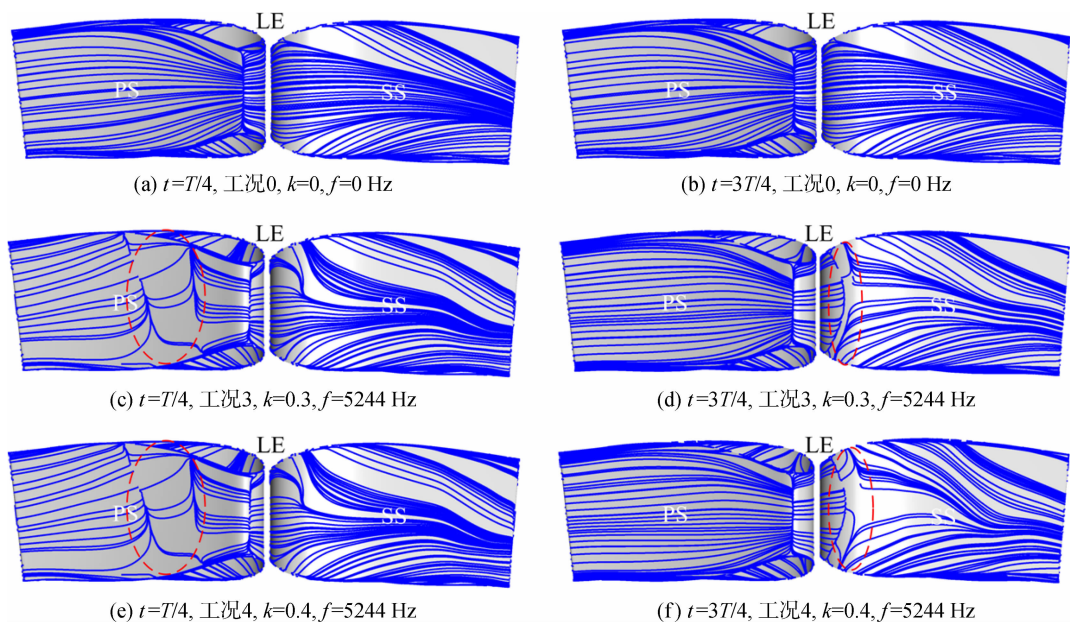


图 9 脉动幅值对静叶表面极限流线的影响

Fig. 9 Effects of pulsation amplitude on limited streamline of stator vane

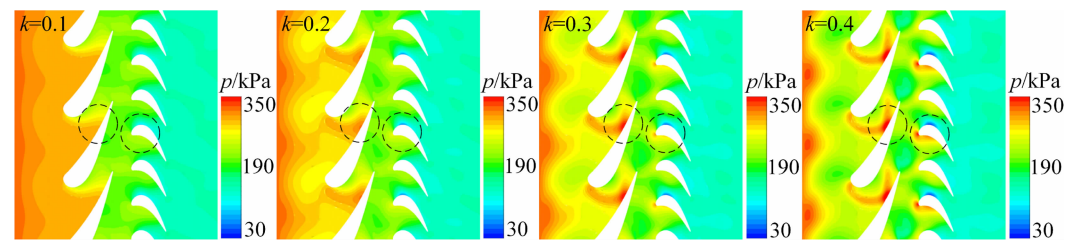


图 10 50%叶高处涡轮流场的瞬时静压分布

Fig. 10 Instantaneous static pressure distribution of turbine flow field at 50% span

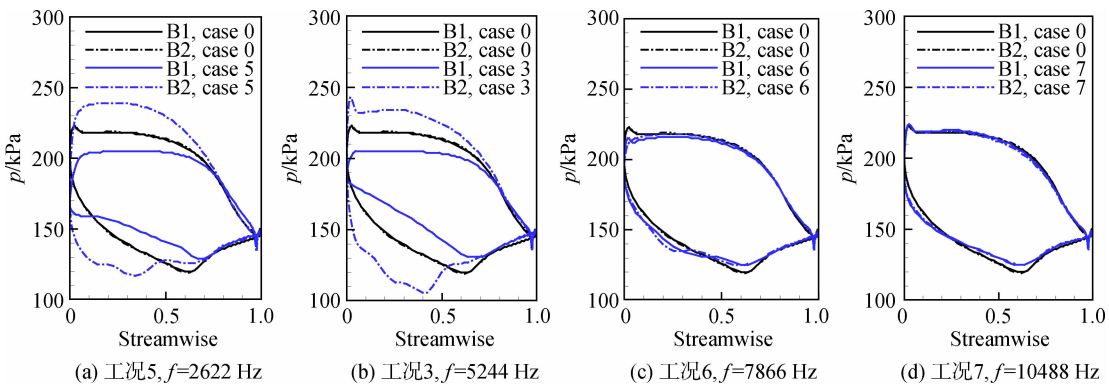


图 11 动叶 50%叶高处的时均载荷分布($k=0.3$)

Fig. 11 Time averaged loading distribution of rotor blade at 50% span ($k=0.3$)

均匀来流条件下的涡轮动叶时均载荷相比,在进口来流脉动频率 f 为 2 622 Hz 时,涡轮相邻动叶的时均载荷分布差异较大,结合图 12(a)可知,在前 $T/2$ 的时间内,动叶 B2 前缘点的压力值始终大于动叶 B1,随后逐渐趋于一致,因此在相同的时间内动叶 B2 所经受脉动流场冲击的平均压力高

于动叶 B1。图 11(b)中,当进口来流脉动频率 f 为 5 244 Hz 时,相邻动叶的时均载荷仍有较大的差异,这是因为动叶 B2 所经受的压力几乎在整个流场脉动周期 T 内都高于动叶 B1,如图 12(b)所示,因此动叶 B2 在工作过程中始终承受着较高的载荷。当进口来流脉动频率 f 为 7 866 Hz 时,相邻

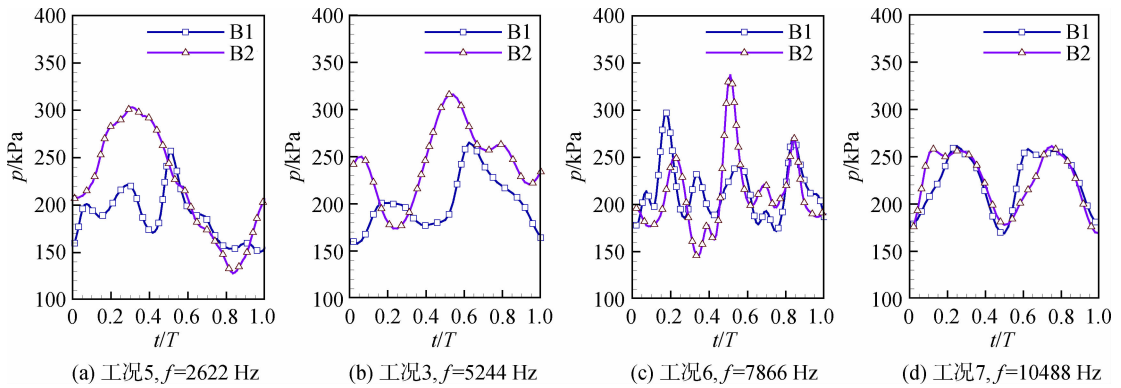


图 12 动叶前缘压力脉动($k=0.3$)

Fig. 12 Pressure fluctuation at the leading edge of rotor blade ($k=0.3$)

动叶的时均载荷分布较为一致且接近于均匀来流条件下的情况,从图 12(c)可以看出,尽管动叶 B2 前缘点的压力脉动幅值较大,但其平均值与动叶 B1 比较接近,因此时均载荷较为一致。当进口来流脉动频率 f 为 10488 Hz 时,相邻动叶的时均载荷近乎完全相同于工况 0,由图 12(d)可知,此时动叶 B1、B2 前缘点的压力脉动曲线完全一致,仅存在相位上的差异,故在一个流场脉动周期 T 内,涡轮相邻动叶经受了同样的脉动流场的冲击,时均载荷分布无明显差异。

因此,当来流脉动频率低于或等于动叶旋转频率时,容易造成涡轮动叶负载不均,使得单个动叶始终经受高载或低载,时均分布明显偏离均匀来流条件下的动叶载荷;而当来流脉动频率大于动叶旋转频率后,单个动叶交替经受高低压流场的冲击作用,涡轮各个动叶的时均载荷分布较为一致且更加接近均匀来流工况。

图 12 中动叶前缘点的压力脉动曲线表明,当进口条件为周期性脉动来流时,涡轮内部的流场较为复杂。图 13 通过分析不同来流脉动频率下涡轮 50% 叶高处流场的瞬时总压在一个流动周期 T 内的分布情况,研究了涡轮内部流场的非定常特性,进一步解释涡轮动叶时均载荷分布的差异。由于工况 3 在研究来流脉动幅值对涡轮工作特性的影响时已做过分析,因此不再赘述。

图 13(a)描述了工况 5($k=0.3, f=2622$ Hz)中涡轮流道总压在一个内部流场波动周期 T 内的变化情况。由于进口流场的脉动频率是涡轮旋转频率的一半,所以当叶片通道内的流场经历一个周期的变化后,动叶转过两个静叶节距。在脉动来流的低压谷值通过动叶通道的过程中($3T/8 \sim T/2$),B1 和 B2 都处于低压区,所经受的冲击相差无几,压力分布较为一致;在脉动来流的

高压峰值通过动叶通道前后的一段时间内,B2 直接经受来流压力峰值的冲击,而与之相邻的 B1 在上游静叶尾迹的掺混区内始终经受低压冲击。由此,在一个周期内,B2 附近流场的压力总是要高于 B1,所以动叶的时均载荷在整个工作过程中呈现出相邻叶片高低交替的现象。

当进口来流脉动频率 f 为 7866 Hz 时,涡轮内部流场的脉动特征尤为明显。以图 12(c)中动叶 B2 前缘压力脉动曲线为例,在压力脉动的主波峰 Peak 2 附近出现了两个脉动较强的次波峰 Peak 1 和 Peak 3。图 13(c)截取了当动叶前缘压力处于 3 个波峰时涡轮流场的总压云图,分析产生这种现象的原因。

当流场处于图 13(c)-I 所示的状态时,进口脉动来流形成的压力波峰第 1 次到达静叶通道出口,随后在 B1 的前缘形成高压区(图 13(c)-II),由于流场受转子转动的影响,B1 前缘的高压区在沿转向运动的过程中与静叶尾迹掺混,在 B2 附近形成次高压区(图 13(c)-III),此时 B2 前缘的压力脉动达到峰值 Peak 1。在 B2 运动到静叶通道中央下游时,第 2 次脉动来流的压力波峰刚好传递到动静交界面(图 13(c)-IV),在 B2 前缘形成了高压区,于是 B2 前缘点的压力达到最大值,即峰值 Peak 2。当涡轮运动到图 13(c)-VI 所示位置时,B1、B2 近乎平均地分布于静叶流道出口,由上游而来的第 3 次脉动压力波峰在随后的发展过程中使得 B1、B2 前缘都形成了高压区(图 13(c)-VII),此时 B2 前缘点的压力达到峰值 Peak 3。随后脉动来流的低压谷值通过动叶通道,动叶前缘的压力逐渐降低,下一个脉动来流的压力峰值进入静叶通道(图 13(c)-VIII)。至此,涡轮内部流场经历了一次完整的周期性变化,与此同时,动叶转过了两个静叶节距,整个转子经受了 3 次由进口

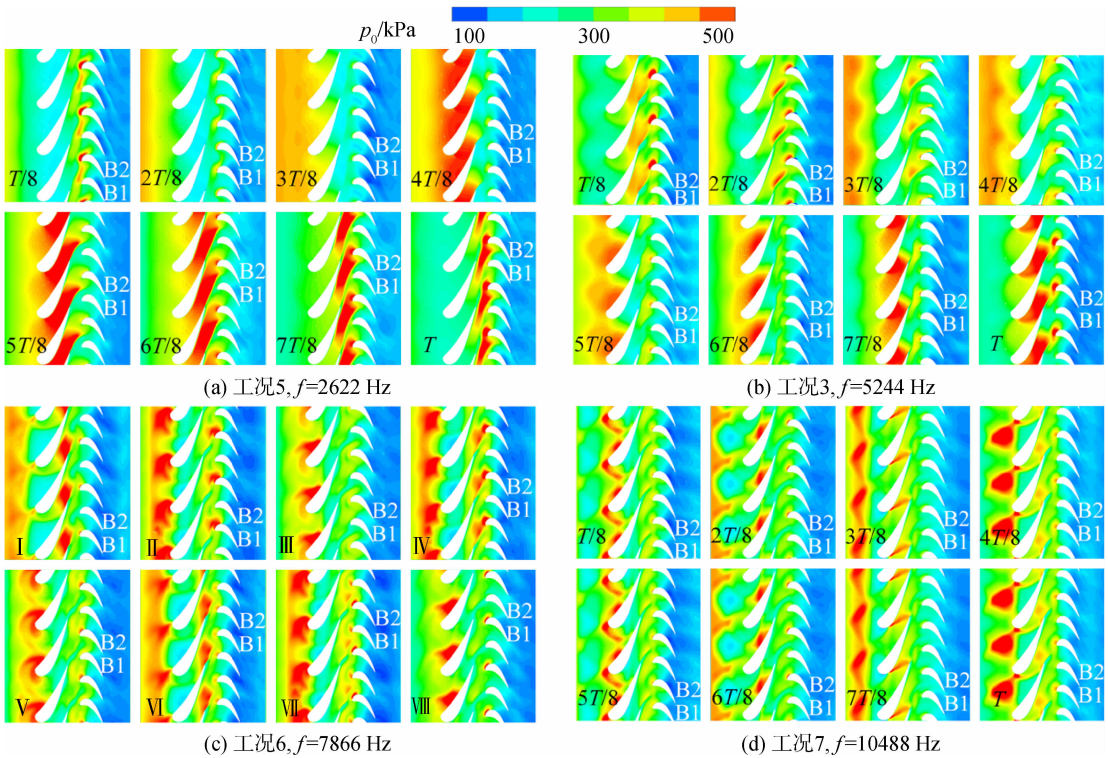


图 13 50%叶高处涡轮流场的瞬时总压分布($k=0.3$)

Fig. 13 Instantaneous total pressure distribution of turbine flow field at 50% span ($k=0.3$)

来流压力峰值形成的高压波的冲击。

图 13(d)为工况 7($k=0.3, f=10488\text{ Hz}$)时涡轮流道内总压分布的周期性变化情况。在该工况下,当涡轮内部流场完成一次完整的周期性变化时,会有两个周期(T_1)的进口压力脉动波通过流道。 $T/8\sim T/2$ 为第 1 个周期的脉动来流通过时的涡轮内部流场总压分布,在这个过程中,动叶 B1 前缘的压力先减小后增大,而动叶 B2 前缘的压力先增大后减小; $5T/8\sim T$ 这段时间内,每个动叶所经受的压力变化与在 $T/8\sim T/2$ 期间相反,且动叶 B1、B2 所处的流场恰好为 $T/8\sim T/2$ 期间动叶 B2、B1 所经历的流场。因此,在一个涡轮内部流场波动周期 T 内,相邻动叶的时均载荷是相等的。

由于涡轮进口流场以定常工况下的压力为平均值做周期性脉动,故在一个周期内,当单个动叶始终经受高压流场的冲击,其时均载荷必然高于均匀来流条件下的动叶载荷,反之亦然;而如果单个动叶交替经受高、低压流,其时均载荷就会接近于均匀来流工况。

综合图 13(a)~图 13(d)四幅图可以看出,由于来流的脉动特性,高低压流体会在一个周期内交替通过静叶叶栅流道,使得流道内压力沿静叶节距方向分布不均,随着进口来流脉动频率的增

加,涡轮静叶通道内总压沿静叶节距方向分布的不均匀性愈加显著。

对不同进口总压脉动频率下涡轮动叶前缘同一位置处的总压脉动信号做了快速傅里叶变换(FFT),得到压力脉动的主频及振幅结果,再由振幅计算出动叶前缘的总压脉动系数,结果如表 4。

表 4 不同工况下涡轮进口及动叶前缘压力脉动

Table 4 Pressure pulsation at turbine inlet and rotor blade leading edge under different cases

工况 编号	涡轮进口		动叶前缘	
	k	f/Hz	k	f/Hz
5	0.3	2 622	0.162	2 950
3	0.3	5 244	0.097	4 916
6	0.3	7 866	0.092	7 866
7	0.3	10 488	0.087	10 820

可以看出,受涡轮转子转动效应的影响,动叶前缘点的压力脉动频率与涡轮进口流场的频率有所差异,但基本保持不变,这与文献[18]的实验结论是相吻合的,即涡轮导向器前后流场的脉动频率保持一致。涡轮动叶前缘的总压脉动系数与进口流场相比有了明显下降,这说明非定常流场在通过涡轮静叶通道之后,其周期性波动得到了有

效衰减。在工况 3($k=0.3, f=5\,244\text{ Hz}$)的计算结果中,动叶前缘点的压力脉动系数为 0.097,与涡轮静叶进口流场的压力脉动相比,流场的脉动幅值减小了约 67.7%,这与文献[18]中(旋转爆震波的脉动频率为 4 846 Hz)的实验结果是比较接近的。

图 14 描述了不同进口来流脉动频率下涡轮的出口流量($\dot{m}$)波动曲线。与涡轮进口为均匀来流的情况相比,脉动来流条件下涡轮的出口平均流量均有所下降,此外随着来流脉动频率的增加,出口流量的脉动幅值变化明显。当进口来流脉动频率从 2 622 Hz 增加到 5 244 Hz 时,涡轮出口流场的脉动系数从 0.476 降低到 0.436,当进口总压脉动频率从 7 866 Hz 继续增加至 10 488 Hz,涡轮出口流量的脉动系数从 0.255 降低到 0.049。结合表 4 中动叶前缘总压脉动系数的变化趋势可以得出,进口来流的脉动频率越高,脉动流在通过涡轮之后的脉动特性衰减越明显。

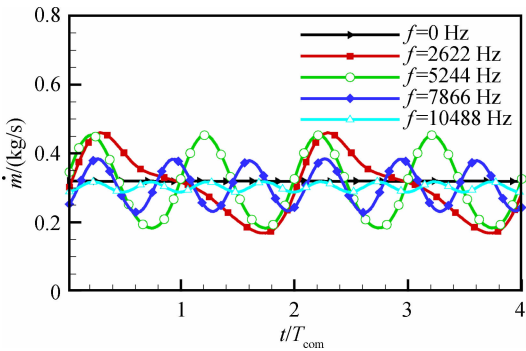


图 14 脉动频率对出口流量的影响

Fig. 14 Effects of pulsation frequency on export mass flow

随着来流脉动频率的增加,涡轮效率逐渐降低,如图 15 所示,在来流脉动系数 k 为 0.3 的条件下,当来流脉动频率从 2 622 Hz 增加到 10 488 Hz 时,涡轮的效率从 0.8238 降低到 0.7513,与进口条件为均匀来流的涡轮相比,效率降低了 15.57%。

图 16 选取了当进口来流脉动频率分别为 0、5 244 Hz 和 10 488 Hz 时涡轮静叶表面极限流线在同一周期内不同时刻的分布。当进口来流发生脉动后,静叶通道内发生了明显的流动分离。对比图 16(c)、图 16(d)和图 16(e)、图 16(f)不难看出,当来流脉动频率从 5 244 Hz 增加到 10 488 Hz 后,相同时间内静叶表面的流动分离再附现象明显增强,且静叶的压力面和吸力面同时出现了流

动分离,因此带来了更大的流动损失。

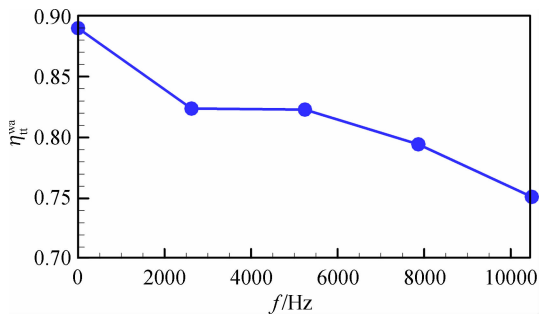


图 15 脉动频率对涡轮效率的影响

Fig. 15 Effects of pulsation frequency on turbine efficiency

图 17、图 18 以图 16(e)所示的流动状态为例分析了静叶表面产生流动分离的原因。图 17 所示为该时刻静叶吸力面一侧靠近下端壁(hub)的局部区域流线分布。首先,由于高频脉动来流加剧了叶栅流道内压力沿静叶节距方向分布的不均匀性,因此会形成更强的二次流动。同时,当来流通过静叶表面时,在吸力面前缘曲率最大处形成低压区,区域 A 前缘马蹄涡吸力面侧分支在发展过程中受区域 B 强横向二次流的影响,被卷起沿叶高方向向上发展。吸力面前缘压力较低,存在很强的逆压梯度,在上卷旋涡流体和逆压梯度的共同作用下,对应区域持续发展出上卷旋涡流动,进而引起明显的流动分离。由于上下端壁的流动基本对称,在静叶吸力面顶端也存在同样沿叶片表面向下运动的旋涡。因此,在强吸力面马蹄涡分支、强横向二次流和强逆压梯度的共同作用下,吸力面产生了明显的流动分离。

图 18 很好地体现了由于来流脉动而导致的叶栅通道压力分布不均,在图示的时刻,静叶上游以及叶栅通道中部均存在局部高压区。在静叶压力面一侧,由于区域 C 处压力较高,沿叶片表面流动的低能流体在流至该区域时,受到较大的逆压梯度作用从而脱离叶片表面发生分离,随后在通道流体的作用下再次附着。

在动叶流道内,同样存在由于脉动来流引起的动叶前缘相对气流角偏离设计值的情况,进而会引起明显的正/负攻角,同时也会在某些时刻引起较为显著的流动分离和旋涡,增强动叶内的流动损失。因此,随着涡轮进口来流脉动频率的增加,流道二次流的增强、静动叶通道的流动分离和脉动来流引起的动叶前缘正/负攻角是造成涡轮效率降低的主要原因。

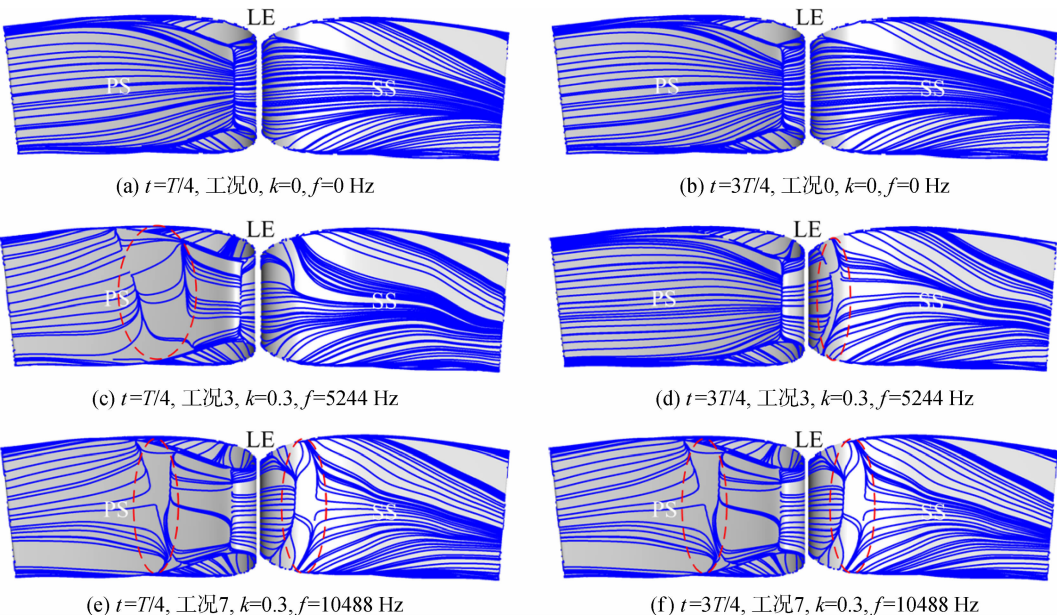


图 16 脉动频率对静叶表面极限流线的影响

Fig. 16 Effects of pulsation frequency on limited streamline of stator vane

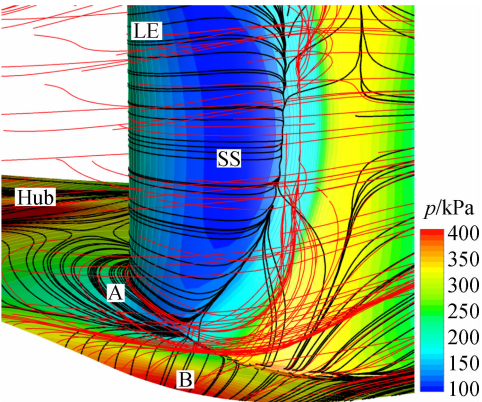


图 17 静叶吸力面侧局部流线分布

Fig. 17 Partial streamline distribution of stator vane suction side

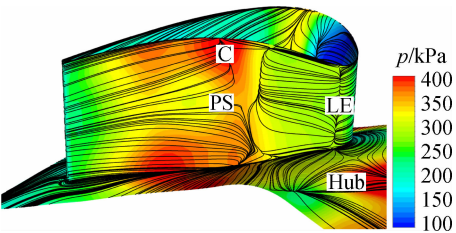


图 18 静叶压力面侧压力及流线分布

Fig. 18 Pressure and streamline distribution of stator vane pressure side

3 结 论

通过数值模拟,研究了不同进口来流脉动幅值和频率对涡轮工作特性的影响,得出以下结论:

1) 进口来流脉动幅值的增加会加剧涡轮内

部流场的波动,降低涡轮的工作效率。在进口来流脉动频率固定为 5 244 Hz 的前提下,当脉动系数增加到 0.4 后,涡轮的效率降低了 13.99%。不同叶片之间气动性能的差异会随着来流脉动幅值的增加而愈加明显。

2) 进口来流总压脉动频率低于动叶旋转频率时,会造成动叶的工作负载不均匀,当进口来流的脉动频率大于动叶旋转频率后,各个动叶的时均载荷逐渐趋于一致。

3) 进口来流总压脉动频率越高,涡轮内部流场的脉动特征越弱,但同时高频脉动的流场造成了更大的流动损失。在进口来流脉动系数固定为 0.3 的前提下,当脉动频率增加到 10 488 Hz 后,涡轮的工作效率降低了 15.57%。

4) 来流脉动幅值和频率的增加均会加剧静叶叶栅通道内压力分布的不均性从而产生更大的二次流动损失,此外还会加剧静、动叶表面的分离损失,并使得动叶进气攻角偏离设计状态在正负范围内往复波动,这是涡轮效率降低的主要原因。

参考文献:

[1] LU F K, BRAUN E M. Rotating detonation wave propulsion: experimental challenges, modeling, and engine concepts [J]. Journal of Propulsion and Power, 2014, 30(5): 1-18.

[2] WINTENBERGER E, SHEPHERD J E. Thermodynamic cycle analysis for propagating detonations [J]. Journal of Propulsion and Power, 2006, 22(3): 694-698.

[3] BYKOVSKII F A, ZHDAN S A. Current status of research of continuous detonation in fuel-air mixtures [J]. Com-

bustion, Explosion and Shock Waves, 2015, 51(1): 21-35.

[4] FROLOV S M, DUBROVSKII A V, IVANOV V S. Three-dimensional numerical simulation of the of the operation of the rotating-detonation chamber[J]. Russian Journal of Physical Chemistry: B, 2012, 6(2): 276-288.

[5] 王超, 刘卫东, 刘世杰, 等. 连续旋转爆震波的瞬时传播特性[J]. 航空动力学报, 2015, 30(11): 2600-2606.

WANG Chao, LIU Weidong, LIU Shijie, et al. Instantaneous propagation characteristics of continuous rotating detonation wave[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(11): 2600-2606. (in Chinese)

[6] 马虎, 张义宁, 杨成龙, 等. 燃料分布对旋转爆震波传播特性影响[J]. 航空动力学报, 2019, 34(3): 513-520.

MA Hu, ZHANG Yining, YANG Chenglong, et al. Effects of fuel distribution on propagation of rotating detonation wave[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(3): 513-520. (in Chinese)

[7] 孙健, 周进, 林志勇, 等. 燃烧室轴向长度对旋转爆震发动机性能的影响[J]. 航空动力学报, 2016, 31(9): 2080-2086.

SUN Jian, ZHOU Jin, LIN Zhiyong, et al. Influence of chamber length on rotating detonation engine performance[J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(9): 2080-2086. (in Chinese)

[8] 陈洁, 王栋, 马虎, 等. 轴向长度对旋转爆震发动机的影响[J]. 航空动力学报, 2013, 28(4): 844-849.

CHEN Jie, WANG Dong, MA Hu, et al. Influence of axial length on rotating detonation engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(4): 844-849. (in Chinese)

[9] ETO S, TSUBOI N, TAKAYUKI K, et al. Three-dimensional numerical simulation of a rotating detonation engine; effects of the throat of a converging-diverging nozzle on engine performance[J]. Combustion Science and Technology, 2016, 188(11/12): 2105-2116.

[10] JOURDAINE N, TSUBOI N, OZAWA K, et al. Three-dimensional numerical thrust performance analysis of hydrogen fuel mixture rotating detonation engine with aerospike nozzle[J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2019, 37(3): 3443-3451.

[11] 高剑, 马虎, 裴晨曦, 等. 喷管对旋转爆震发动机性能影响的实验[J]. 航空动力学报, 2016, 31(10): 2443-2453.

GAO Jian, MA Hu, PEI Chenxi, et al. Experiment of effect of nozzle shapes on the performance of rotating detonation engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(10): 2443-2453. (in Chinese)

[12] RANKIN B A, HOKE J, SCHAUER F. Periodic exhaust flow through a converging-diverging nozzle downstream of a rotating detonation engine[R]. AIAA-2014-1015, 2014.

[13] PAXSON D E, NAPLES A. Numerical and analytical assessment of a coupled rotating detonation engine and turbine experiment[R]. AIAA-2017-1746, 2017.

[14] ZHOU Rui, WU Dan, WANG Jianping. Progress of continuously rotating detonation engines[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2016, 29(1): 15-29.

[15] WOLAŃSKI P. Application of the continuous rotating detonation to gas turbine[J]. Applied Mechanics and Materials, 2015, 782: 3-12.

[16] FROLOV S M, DUBROVSKII A V, IVANOV V S. Three-dimensional numerical simulation of a continuously rotating detonation in the annular combustion chamber with a wide gap and separate delivery of fuel and oxidizer[J]. Progress in Propulsion Physics, 2016, 8: 375-388.

[17] LIU Z, BRAUN J, PANIAGUA G. Characterization of a supersonic turbine downstream of a rotating detonation combustor[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2019, 141(3): 1-13.

[18] 周胜兵, 马虎, 李帅, 等. 旋转爆震燃烧室与涡轮导向器组合实验研究[J]. 气体物理, 2018, 3(1): 28-33.

ZHOU Shengbing, MA Hu, LI Shuai, et al. Combinatorial experiment research on rotating detonation combustor and turbine guide vane[J]. Physics of Gases, 2018, 3(1): 28-33. (in Chinese)

[19] 计自飞, 张会强, 谢峴峰, 等. 连续旋转爆震涡轮发动机热力过程与性能分析[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2018, 58(10): 899-950.

JI Zifei, ZHANG Huiqiang, XIE Qiaofeng, et al. Thermodynamic process and performance analysis of the continuous rotating detonation turbine engine[J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology), 2018, 58(10): 899-950. (in Chinese)

[20] TIMKO L. Energy efficient engine high pressure turbine component test performance report [R]. NASA-CR-168289, 1984.

[21] CLARK J P, GROVER E A. Assessing convergence in predictions of periodic-unsteady flow fields[J]. Journal of Turbomachinery, 2007, 129(4): 740-749.

[22] SURESH A, HOFER D C, TANGIRALA V E. Turbine efficiency for unsteady, periodic flows[J]. Journal of Turbomachinery, 2012, 134(3): 34501-34506.

(编辑:王碧珺)