

脉冲爆震载荷作用下转子系统动力学特性

李胜远¹, 郑龙席¹, 贾胜锡¹, 梅庆²

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072;

2. 中国航空发动机集团有限公司 湖南动力机械研究所

航空发动机振动技术航空科技重点实验室, 湖南 株洲 412002)

摘 要: 针对脉冲爆震涡轮发动机(PDTE)气动载荷具有周期性、非定常的特点,应用有限元法建立了 PDTE 转子系统动力学特性计算模型。在验证计算模型准确性的基础上,研究了周期性、非定常轴向力和扭矩对转子系统动力学特性的影响。研究表明:与传统燃气涡轮发动机相比,PDTE 转子系统同时存在弯曲振动、轴向振动和扭转振动。脉冲爆震燃烧室的气动载荷会改变转子系统的弯曲刚度,但对气动载荷合理设计后,其对弯曲振动的影响较小。周期性、非定常轴向力引起转子系统轴向振动,且轴向振动特性主要受零频和 1 阶轴向共振频率处响应的影响。PDTE 工作时滚珠轴承的轴向支反力会不断变向,在设计滚珠轴承时应予以考虑。周期性、非定常扭矩引起转子系统扭转振动,1 阶扭转共振频率分量在扭转振动响应中占优。

关 键 词: 脉冲爆震涡轮发动机; 非定常气动载荷; 转子动力学; 弯曲振动; 轴向振动; 扭转振动

中图分类号: V235.11

文献标志码: A

Dynamic characteristics of rotor system subjected to pulse detonation aerodynamic loads

LI Shengyuan¹, ZHENG Longxi¹, JIA Shengxi¹, MEI Qing²

(1. School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. Aviation Key Laboratory of Aero-engine Vibration Technology,

Hunan Aviation Powerplant Research Institute,

Aero Engine Corporation of China, Zhuzhou Hunan 412002, China)

Abstract: In view of the periodic and unsteady aerodynamic loads of pulse detonation turbine engine (PDTE), finite element method was used to establish a dynamic characteristics calculation model for rotor system of PDTE. On the basis of verifying the accuracy of the calculation model, the effects of periodic and unsteady axial force and torque on the dynamics characteristics of rotor system were studied. The results show that compared with traditional gas turbine engine, the rotor system of PDTE has bending vibration, axial vibration and torsional vibration at the same time. Aerodynamic loads of pulse detonation combustor change bending stiffness of rotor system, but it has little effect on bending vibration in case of reasonable design. Periodic and unsteady axial force causes axial vibration of rotor system, and the axial vibration characteristics are mainly affected by the responses at zero frequency and the first order axial resonance frequency. When PDTE is in service state, the axial reaction

收稿日期:2019-04-24

作者简介:李胜远(1992—),男,博士生,主要从事航空发动机转子动力学研究。E-mail:lsy@mail.nwpu.edu.cn

引用格式:李胜远,郑龙席,贾胜锡,等. 脉冲爆震载荷作用下转子系统动力学特性[J]. 航空动力学报,2019,34(9):1936-1943. LI Shengyuan, ZHENG Longxi, JIA Shengxi, et al. Dynamic characteristics of rotor system subjected to pulse detonation aerodynamic loads[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(9): 1936-1943.

force of ball bearing changes direction continuously, which should be considered in the design of ball bearings. Periodic and unsteady torque causes torsional vibration of rotor system, and the first order torsional resonance frequency component is dominant in torsional vibration response.

Key words: pulse detonation turbine engine; unsteady aerodynamic loads; rotordynamics; bending vibration; axial vibration; torsional vibration

爆震燃烧与传统燃气涡轮发动机中的等压燃烧相比,具有燃烧效率高、传播速度快、自增压等优点^[1-2]。脉冲爆震涡轮发动机(pulse detonation turbine engine, PDTE)是利用脉冲爆震燃烧室(pulse detonation combustor, PDC)替换传统等压燃烧室的新概念航空发动机,主要由压气机、PDC 和涡轮组成。PDTE 因具有循环热效率高、推质比高和单位耗油率低等优点而受到国内外研究人员的广泛关注^[3-4]。

与传统燃气涡轮发动机相比,由于 PDC 引入了周期性、非定常的气动载荷(轴向力和扭矩),使得 PDTE 的研制面临许多新的技术难题。国内外学者关于 PDTE 的研究现阶段主要集中在稳定可靠的高频短距起爆、多管爆震室的高频协调稳定工作以及 PDTE 总体性能分析等方面,且均已取得了长足的进步^[5-7]。但要推进 PDTE 的研发进程,需要进一步解决 PDC 与涡轮的相互作用与匹配问题。针对该问题,西北工业大学建立了 PDTE 原理性实验系统,该系统由离心压气机、PDC 和离心涡轮组成。研究结果表明:实验系统能够在自吸气模式下长时间连续稳定工作^[8-9]。通用电气公司搭建了按圆形排列的 8 管爆震室和单级轴流涡轮组成的实验器,涡轮的质量流量为 3.6288 kg/s,转速为 25 000 r/min,输出功率为 735.499 kW。实验结果表明:经历一百多万次 PDC 燃气冲击后轴流涡轮的结构保持完好^[10-11]。美国空军研究实验室对 PDC 与涡轮增压器的组合系统开展了实验研究,研究结果表明:在相同的燃烧室入口条件下,与等压燃烧室驱动的涡轮相比,PDC-涡轮增压器组合系统的单位输出功率增加了 41.3%,单位耗油率降低了 28.7%^[12-13]。辛辛那提大学建立了由圆形排列的 6 管爆震燃烧室与单级轴流涡轮组成的实验系统,研究结果表明:在涡轮工作特性范围内,PDC 燃气驱动的涡轮等熵效率与等压燃烧驱动的涡轮等熵效率相当^[14-15]。上述文献虽然初步证明了 PDC 燃气驱动涡轮的可行性,但在周期性、非定常 PDC 气动载荷作用下,

转子系统的动力学特性必然会受到影响。然而从目前公开发表的文献看,对 PDC 燃气作用下转子系统动力学特性详细分析的文献较少,鲜有关于 PDTE 转子系统动力学设计的研究成果报道。

本文应用有限元法建立了 PDTE 转子系统动力学特性计算模型。在验证计算模型准确性的基础上,研究了 PDC 气动载荷对转子系统动力学特性的影响。本文研究成果可为 PDTE 转子系统动力学设计提供一定参考。

1 转子系统有限元建模方法

1.1 转子轴段的有限元离散

由于航空发动机转子的细长比较小,因此采用 Timoshenko 梁单元以考虑转动惯量和剪切变形的影响^[16]。为了综合分析 PDC 燃气对转子系统动力学特性的影响,本文建立了考虑轴段节点弯曲、轴向和扭转自由度的完整有限元模型,如图 1 所示。

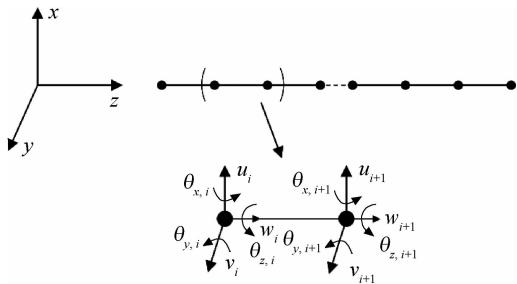


图 1 轴段的有限元离散

Fig. 1 Finite element discreteness of shaft segments

图 1 中转子轴段的单元坐标为 $\mathbf{u}_e = [u_i \ v_i \ w_i \ \theta_{x,i} \ \theta_{y,i} \ \theta_{z,i} \ u_{i+1} \ v_{i+1} \ w_{i+1} \ \theta_{x,i+1} \ \theta_{y,i+1} \ \theta_{z,i+1}]^T$, 其中 (u_i, v_i, w_i) 和 $(\theta_{x,i}, \theta_{y,i}, \theta_{z,i})$ 分别为第 i 个节点沿着 x 、 y 和 z 轴的平动和转动位移。单元内任意截面的位移可以表达为插值函数和轴段单元两端节点位移向量的乘积^[17-18]

$$[u \ v \ w \ \theta_x \ \theta_y \ \theta_z]^T = [N_u \ N_v \ N_w \ N_{\theta_x} \ N_{\theta_y} \ N_{\theta_z}]^T \mathbf{u}_e \quad (1)$$

1.2 轴段、盘和轴承的单元矩阵

轴段单元的刚度矩阵由轴段应变能确定,在PDC气动载荷作用下轴段单元的应变能由弯曲应变能、轴向应变能和扭转应变能组成,表达式为

$$U = \int_0^{l_e} \left\{ \frac{EJ}{2} \left[\left(\frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right)^2 \right] + \frac{\Phi EJ l_e^2}{24} \left[\left(\frac{\partial^3 u}{\partial z^3} \right)^2 + \left(\frac{\partial^3 v}{\partial z^3} \right)^2 \right] + \frac{EA}{2} \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + \frac{GC_e}{2} \left(\frac{\partial \theta_z}{\partial z} \right)^2 \right\} dz \quad (2)$$

式中 l_e 为单元长度, E 为材料的弹性模量, G 为切变模量, A 为横截面面积, Φ 为剪切常数, J 为截面惯性矩, C_e 为截面扭转常数。将式(1)中的单元截面位移 u 、 v 和 w 等代入式(2)并整理得

$$U = \int_0^{l_e} \left[\frac{1}{2} \mathbf{u}_e^T (EJ \mathbf{N}_u''^T \mathbf{N}_u'' + EJ \mathbf{N}_v''^T \mathbf{N}_v'' + \frac{\Phi EJ l_e^2}{12} \mathbf{N}_u'''^T \mathbf{N}_u''' + \frac{\Phi EJ l_e^2}{12} \mathbf{N}_v'''^T \mathbf{N}_v''' + E \mathbf{A} \mathbf{N}_w'^T \mathbf{N}_w' + G C_e \mathbf{N}_{\theta_z}'^T \mathbf{N}_{\theta_z}') \mathbf{u}_e \right] dz \quad (3)$$

式中 $\mathbf{N}'$ 、 $\mathbf{N}''$ 和 $\mathbf{N}'''$ 分别为插值函数对轴向坐标 z 的1阶、2阶和3阶导数。将式(3)代入 Lagrange 方程可得轴段单元的刚度矩阵为

$$\mathbf{k}_e = \int_0^{l_e} \left[(EJ \mathbf{N}_u''^T \mathbf{N}_u'' + EJ \mathbf{N}_v''^T \mathbf{N}_v'' + \frac{\Phi EJ l_e^2}{12} \mathbf{N}_u'''^T \mathbf{N}_u''' + \frac{\Phi EJ l_e^2}{12} \mathbf{N}_v'''^T \mathbf{N}_v''' + E \mathbf{A} \mathbf{N}_w'^T \mathbf{N}_w' + G C_e \mathbf{N}_{\theta_z}'^T \mathbf{N}_{\theta_z}') \right] dz \quad (4)$$

当轴段单元受到轴向力和扭矩作用时,在轴段单元上会产生附加弯曲刚度项 $\mathbf{k}_{axi}$ 和 $\mathbf{k}_{tor}$ ^[19-20]

$$\mathbf{k}_{axi} = f_e \int_0^{l_e} (\mathbf{N}_v'^T \mathbf{N}_v' + \mathbf{N}_w'^T \mathbf{N}_w') dz \quad (5)$$

$$\mathbf{k}_{tor} = f_t \int_0^{l_e} (\mathbf{N}_w'^T \mathbf{N}_w' + \mathbf{N}_{\theta_z}'^T \mathbf{N}_{\theta_z}') dz \quad (6)$$

式中 f_e 和 f_t 为轴段受到的 PDC 轴向力和扭矩; $\mathbf{k}_{axi}$ 和 $\mathbf{k}_{tor}$ 分别为轴向力和扭矩引入的附加弯曲刚度项。轴段单元的质量矩阵和陀螺矩阵由轴段动能确定,轴段动能表达式为

$$T = \int_0^{l_e} \left[\frac{\rho A}{2} (\dot{u}^2 + \dot{v}^2 + \dot{w}^2) + \frac{j_d}{2} (\dot{\theta}_x^2 + \dot{\theta}_y^2) + \frac{j_p}{2} \int_0^{l_e} \left[j_p (\Omega + \dot{\theta}_z) (\theta_x \dot{\theta}_y - \theta_y \dot{\theta}_x) - j_p (\Omega + \dot{\theta}_z)^2 \right] dz \right] dz \quad (7)$$

式中 $\dot{u}$ 、 $\dot{v}$ 、 $\dot{w}$ 、 $\dot{\theta}_x$ 、 $\dot{\theta}_y$ 、 $\dot{\theta}_z$ 为节点位移对时间的导数, ρ 为材料密度, Ω 为转子转速, j_d 和 j_p 分别为轴段的直径转动惯量和极转动惯量。同理,将式(1)的

单元截面位移代入式(7),忽略2阶以上微量并应用 Lagrange 方程可得

$$\mathbf{m}_e = \int_0^{l_e} [\rho A (\mathbf{N}_u^T \mathbf{N}_u + \mathbf{N}_v^T \mathbf{N}_v + \mathbf{N}_w^T \mathbf{N}_w)] dz + \int_0^{l_e} [j_d (\mathbf{N}_{\theta_x}^T \mathbf{N}_{\theta_x} + \mathbf{N}_{\theta_y}^T \mathbf{N}_{\theta_y})] dz + \int_0^{l_e} [j_p (\mathbf{N}_{\theta_z}^T \mathbf{N}_{\theta_z})] dz \quad (8)$$

$$\mathbf{g}_s = \Omega \int_0^{l_e} \left[\frac{j_p}{2} (\mathbf{N}_{\theta_x}^T \mathbf{N}_{\theta_y} - \mathbf{N}_{\theta_y}^T \mathbf{N}_{\theta_x}) \right] dz \quad (9)$$

式中 $\mathbf{m}_e$ 和 $\mathbf{g}_s$ 分别为轴段单元的质量矩阵和陀螺矩阵。圆盘的质量矩阵和陀螺矩阵可用相同的方法确定。对于支承轴承,假设其具有线性的载荷-变形关系,轴承作用在转子上的载荷可写为转子位移和速度的函数^[21]

$$\begin{bmatrix} f_u \\ f_v \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} k_{uu} & k_{uv} \\ k_{vu} & k_{vv} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ v \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} c_{uu} & c_{uv} \\ c_{vu} & c_{vv} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{u} \\ \dot{v} \end{bmatrix} \quad (10)$$

式中 f_u 和 f_v 为轴承作用在转子 u 和 v 方向上的载荷。 k_{ij} 和 c_{ij} ($i, j = u, v$) 为轴承的刚度和阻尼。将上述轴段、盘和轴承的单元矩阵进行装配可得整个转子系统的质量、刚度、阻尼和陀螺矩阵。

1.3 转子系统运动方程

转子系统的运动微分方程为

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{q}} + (\mathbf{C} + \Omega \mathbf{G}) \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K} \mathbf{q} = \mathbf{F} \quad (11)$$

式中 $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{K}$ 、 $\mathbf{C}$ 和 $\mathbf{G}$ 分别为转子系统的质量、刚度、阻尼和陀螺矩阵; $\mathbf{F}$ 为作用在转子系统上的激振力; $\mathbf{q}$ 为节点位移, $\dot{\mathbf{q}}$ 为节点速度, $\ddot{\mathbf{q}}$ 为节点加速度。在转子动力学中,为求解的方便性,常将式(11)的2阶线性微分方程改写为如下的状态-空间形式^[22]:

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \mathbf{q} \\ \dot{\mathbf{q}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\mathbf{M}^{-1} \mathbf{K} & -\mathbf{M}^{-1} (\mathbf{C} + \Omega \mathbf{G}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{q} \\ \dot{\mathbf{q}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{M}^{-1} \mathbf{F} \end{bmatrix} \quad (12)$$

求解式(12)便可得到在任意激振力 $\mathbf{F}$ 作用下转子系统的动力学响应。

2 PDTE 转子系统动力学建模

2.1 转子系统计算模型

针对某一推力级 PDTE 总体结构设计的初步方案,构建了如图2所示的转子系统。根据转子系统动力学离散建模简化方法^[23],将压气机和涡轮的叶片和轮盘以质量和转动惯量的形式等效

到圆盘 D1 和 D2 的质心上。轴承 B1 和 B3 为滚棒轴承,只承受径向力;B2 为滚珠轴承,既承受径向力又承受轴向力。轴段和圆盘的材料特性、转子系统的结构参数以及支承的刚度、阻尼参数如表 1 和表 2 所示。考虑到实际转子系统均具有不平衡量,本文取转子系统平衡品质的等级为 G2.5,即发动机工作转速为 30 000 r/min 时,圆盘 D2 上允许的最大不平衡量为 17.7 g·mm。

2.2 PDC 气动载荷特性

在 PDC 燃气的作用下,涡轮转子将受到周期性、非定常的轴向力和扭矩。由于压气机转子扭矩与涡轮转子扭矩大小相等、方向相反,所以压气机转子受到的扭矩也是时变的。不考虑PDC燃

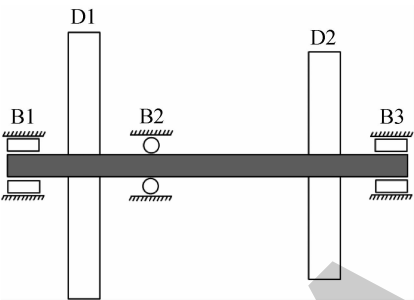


图 2 转子系统离散动力学模型

Fig. 2 Discrete dynamics model of rotor system

表 1 材料和结构参数

Table 1 Material and structural parameters

参数	数值
密度/(kg/m ³)	8 300
弹性模量/GPa	207
切变模量/GPa	79.6
轴段外径/mm	35
轴段长度/mm	600
盘 D1 质量/kg	10.5
盘 D2 质量/kg	7.0
盘 D1 直径转动惯量/(kg·m ²)	0.043
盘 D1 极转动惯量/(kg·m ²)	0.086
盘 D1 距离轴左端距离/mm	100
盘 D2 直径转动惯量/(kg·m ²)	0.034
盘 D2 极转动惯量/(kg·m ²)	0.068
盘 D2 距离轴左端距离/mm	500

表 2 滚动轴承的刚度、阻尼系数

Table 2 Stiffness and damping coefficients of rolling bearing

参数	数值
轴承 B1、B2、B3 径向阻尼/((N·s)/m)	50
轴承 B1 径向刚度/(MN/m)	20
轴承 B2 径向刚度/(MN/m)	1.7
轴承 B2 轴向刚度/(MN/m)	2
轴承 B3 径向刚度/(MN/m)	18

气反传到压气机处,设压气机转子受到的轴向力为常值。应用爆震理论并对压气机和涡轮结构进行气动分析后,确定作用在压气机转子上的轴向力为 1500N,作用在涡轮转子上的 PDC 气动载荷如图 3 所示。从图 3 中可以看出,与传统燃气涡轮发动机转子系统受到的稳态气动载荷不同,PDTE 转子系统在极短的时间内受到 PDC 燃气的连续冲击,对转子系统的稳定运行影响较大,因此对 PDTE 转子系统进行动力学特性分析是十分必要的。

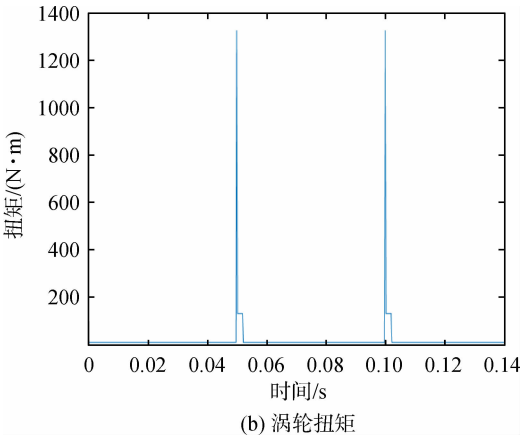
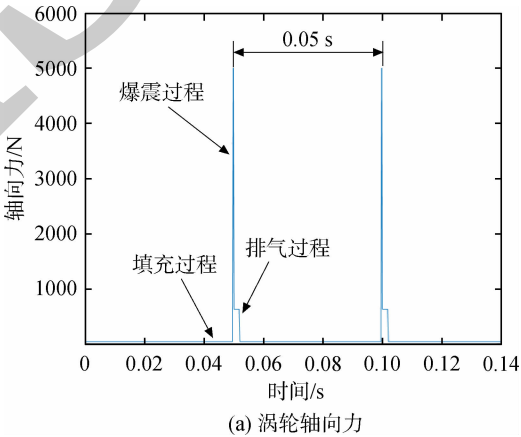


图 3 涡轮上的气动载荷

Fig. 3 Aerodynamic load on turbine

2.3 转子系统运动方程求解

本文采用 MATLAB 建立 PDTE 转子系统动力学特性计算模型。采用 4 阶 5 级 Runge-Kutta-Fehlberg 算法求解转子运动微分方程,该算法在每一个时间步长内对方程进行 6 次求值,以保证求解精度和数值稳定性。经时间步长无关性验证,数值计算中最大时间步长取爆震过程时间的 1/2 时能够准确捕捉爆震冲击对转子系统的影响。计算中取相对误差容许上限为 0.01%,绝对误差容许上限为 0.0001%。

2.4 计算模型准确性验证

为验证本文 PDTE 转子动力学特性计算模型的准确性,将本文转子弯曲振动 1 阶临界转速的计算结果与商用转子动力学软件 Samcef Rotor 的计算结果相对比。本文程序计算结果为 7422 r/min, Samcef Rotor 计算结果为 7590 r/min,两者相对误差为 2.21%。图 4 显示了 Samcef Rotor 与本文程序计算的转子弯曲振动 1 阶模态振型。从图中可以看出,计算的模态振型基本吻合,从而进一步验证了本文计算模型的准确性。

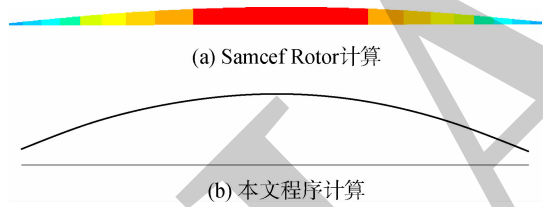


图 4 转子弯曲振动 1 阶模态
Fig. 4 First order mode of rotor bending vibration

3 计算结果分析

3.1 弯曲振动分析

图 5 和图 6 分别为圆盘 D2 上的不平衡量为 17.7 g·mm,在考虑和不考虑 PDC 气动载荷的情况下,转子转速为 30 000 r/min 以及从静止匀加速启动并通过 1 阶弯曲振动临界转速时圆盘 D2 的振动响应。分析图 5 可知,质量不平衡引起转子在转频处振动,且由于支承阻尼的作用,弯曲振动振幅迅速衰减,最后稳定在一常值处。分析图 6 可知,转子在 1 阶临界转速时弯曲振动响应显著增大,且此时的振动频率分量为 1 阶正进动固有频率。综合分析图 5 和图 6 可知,在考虑 PDC 引入的周期性、非定常气动载荷后,圆盘 D2 弯曲振动响应幅值的相对变化量分别为 0.45% 和 0.14%。因此,虽然 PDC 气动载荷会改变转

子系统的弯曲刚度,但对气动载荷合理设计后,其对转子系统弯曲振动的影响较小。

3.2 轴向振动分析

与传统燃气涡轮发动机不同,PDC 引入的轴向力将诱发转子系统轴向振动。对图 3(a) 的 PDC 轴向力进行频谱分析可知其频带较宽,4 000 Hz 内的频谱如图 7 所示,频谱中相邻的频率分量

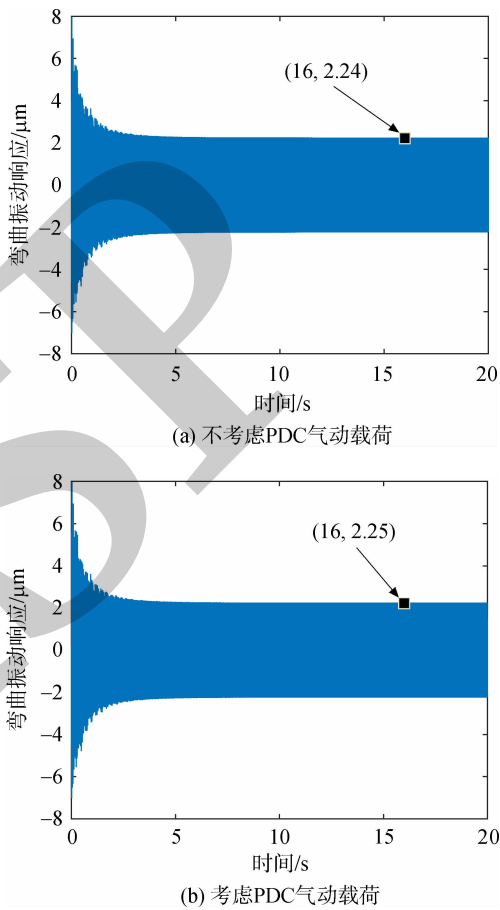
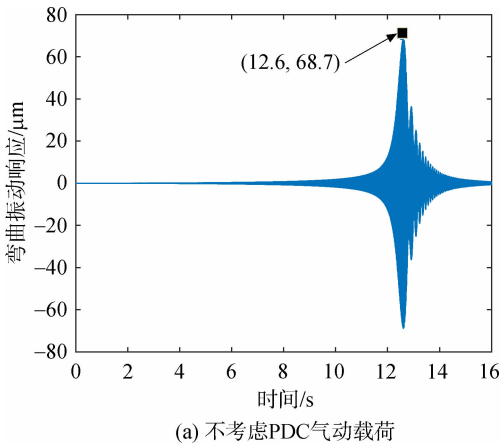


图 5 常转速下圆盘 D2 的弯曲振动响应
Fig. 5 Bending vibration response of disk D2 at constant speed



(a) 不考虑PDC气动载荷

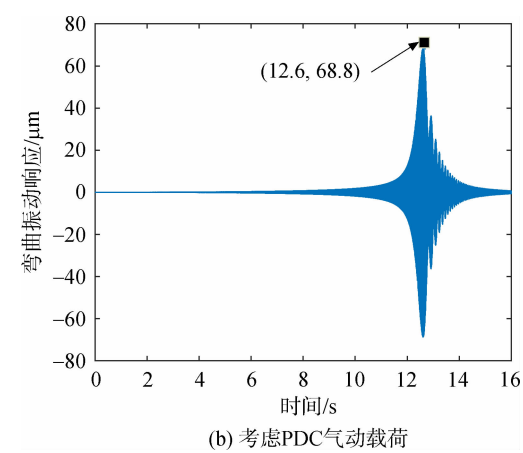


图 6 匀加速启动时,圆盘 D2 的弯曲振动响应

Fig. 6 Bending vibration response of disk D2 at under uniform acceleration start-up

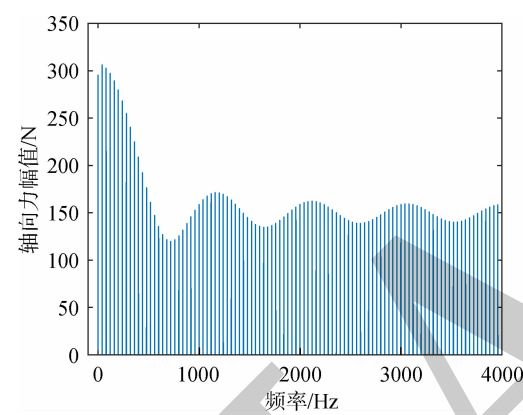


图 7 PDC 轴向力的频谱图

Fig. 7 Frequency spectrum of PDC axial force

间隔 20 Hz(PDC 爆震频率)。

在压气机轴向力和图 3(a)涡轮轴向力的作用下,由于转子系统轴向振动的 1 阶模态为刚体模态,因此圆盘 D1 和 D2 的轴向振动响应相同,图 8 所示为圆盘 D1 的轴向振动响应。从图 8 中可以看出两盘的轴向振动也是周期性、非定常的,对两盘轴向振动的时域图进行频谱分析可知,零频率和 1 阶轴向共振频率(47.6 Hz)处的响应分量在轴向振动响应中占优。零频分量是由压气机处定常轴向力使转子系统轴向静变形引起的;1 阶轴向共振频率是由于 PDC 引起的周期性、非定常轴向力中包含了多个频率分量,靠近 1 阶共振频率处的频率成分使在 1 阶轴向共振频率处产生较大的响应幅值。通过上述分析可知,在 PDTE 转子系统动力学设计时应该考虑 PDC 的工作频率与转子系统轴向共振频率之间的裕度。

图 9 显示了在转子轴向振动过程中,滚珠轴

承 B2 轴向支反力的变化。从图中可以看出,滚珠轴承 B2 的轴向支反力也是时变的。此外由于 PDTE 在工作时转子系统出现了轴向振动,所以滚珠轴承的轴向支反力会不断变向,这对滚珠轴承的工作是十分不利,在设计 PDTE 转子系统的滚珠轴承时应考虑该问题。

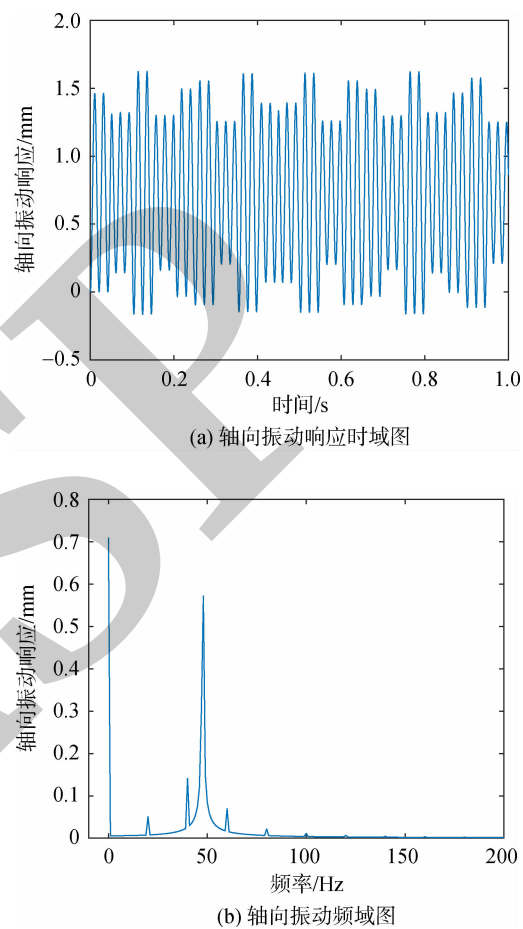


图 8 圆盘 D1 的轴向振动响应

Fig. 8 Axial vibration response of disk D1

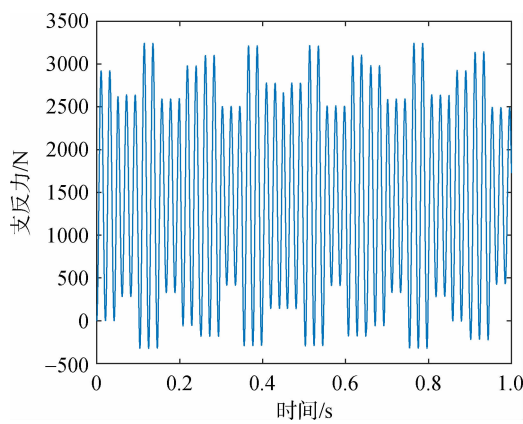


图 9 轴承 B2 的支反力

Fig. 9 Reaction force of bearing B2

3.3 扭转振动分析

传统燃气涡轮发动机中的定常扭矩引起转子系统扭转静变形, PDC 引入的扭矩将诱发转子系统扭转振动。假设转子系统扭振阻尼比为 0.02, 则在图 3(b) 中扭矩的作用下, 圆盘 D1 和 D2 的扭转振动响应如图 10 和图 11 所示。对两盘的扭转振动时域图进行频谱分析可知, 1 阶扭转共振

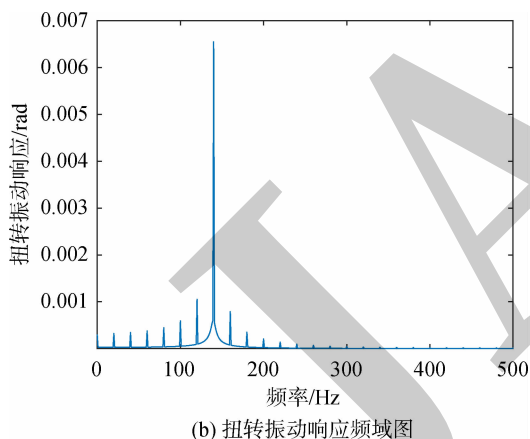
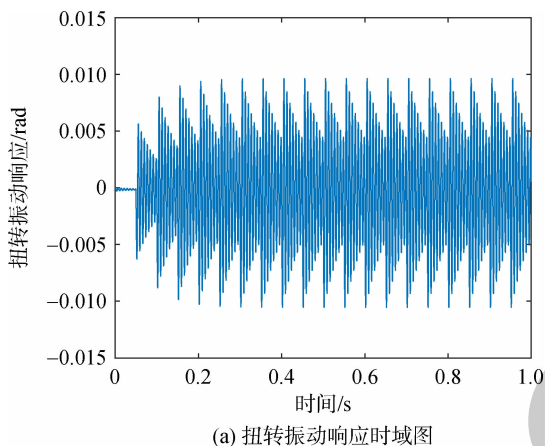


图 10 圆盘 D1 的扭转振动响应

Fig. 10 Torsional vibration response of disk D1

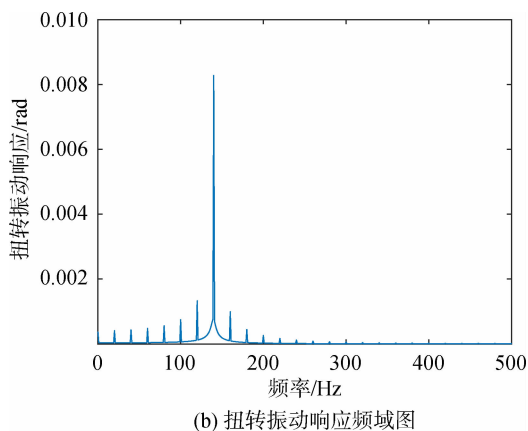
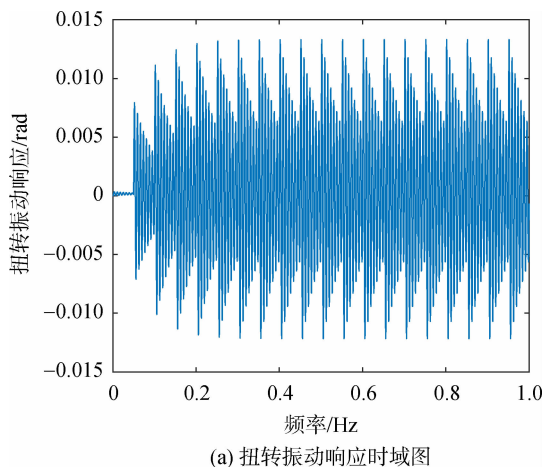


图 11 圆盘 D2 的扭转振动响应

Fig. 11 Torsional vibration response of disk D2

频率分量(140 Hz)在扭转振动响应中占优, 其他频率分量处的扭转振动响应由 PDC 扭矩中所包含的频率分量引起。此外, 对比两图可以看出, 由于圆盘 D1 的极转动惯量大于圆盘 D2, 所以圆盘 D1 的扭转振动响应小于 D2。由于在 PDC 扭矩的作用下, 转子系统的扭转角是时变的, 且幅值变化较大, 因此在设计 PDTE 转子轴段时应考虑其扭转疲劳寿命。

4 结 论

本文应用有限元法建立了 PDTE 转子系统动力学特性计算模型, 研究了 PDC 气动载荷对转子系统动力学特性的影响, 得到了以下结论:

- 1) PDTE 转子系统同时存在弯曲振动、轴向振动和扭转振动;
- 2) PDC 气动载荷会改变转子系统的弯曲刚度, 但对气动载荷合理设计后, 其对弯曲振动的影响较小;
- 3) PDC 引入的轴向力使转子系统轴向振动, 且轴向振动特性主要受零频和 1 阶轴向共振频率处响应的影响;
- 4) PDTE 工作时滚珠轴承的轴向支反力会不断变向, 在设计滚珠轴承时应予以考虑;
- 5) PDC 引入的扭矩使转子系统扭转振动, 1 阶扭转共振频率分量在扭转振动响应中占优。

参考文献:

- [1] 严传俊, 何立明, 范玮, 等. 脉冲爆震发动机的研究与发展[J]. 航空动力学报, 2001, 16(3): 212-217.
YAN Chuanjun, HE Liming, FAN Wei, et al. Research and development of pulse detonation engine [J]. Journal of Aerospace Power, 2001, 16(3): 212-217. (in Chinese)
- [2] ENDO T, KASAHARA J, MATSUO A, et al. Pressure

history at the thrust wall of a simplified pulse detonation engine[J]. *AIAA Journal*,2004,42(9):1921-1930.

[3] 郑龙席,卢杰,严传俊,等. 脉冲爆震涡轮发动机研究进展[J]. *航空动力学报*,2014,29(5):993-1000.

ZHENG Longxi, LU Jie, YAN Chuanjun, et al. Research progress on pulse detonation turbine engine[J]. *Journal of Aerospace Power*,2014,29(5):993-1000. (in Chinese)

[4] 邓芃,郑龙席,王凌羿. 脉冲爆震燃烧室与冲击式涡轮匹配机理及效率的数值研究[J]. *航空动力学报*,2018,33(8):1864-1871.

DENG Peng, ZHENG Longxi, WANG Lingyi. Numerical study on matching mechanism and efficiency of pulse detonation combustor and impulse turbine[J]. *Journal of Aerospace Power*,2018,33(8):1864-1871. (in Chinese)

[5] YE F, BUTUK N, HUQUE Z, et al. CFD optimization of a integrated multi-tube PDE/inlet concept using complex variables[R]. *AIAA 99-3229*,1999.

[6] RASHEED A, FURMAN A H, DEAN A J. Pressure measurements and attenuation in a hybrid multitube pulse detonation turbine system[J]. *Journal of Propulsion and Power*,2009,25(1):148-161.

[7] GIULIANI F, LANG A, IRANNEZHAD M, et al. Pulse detonation as an option for future innovative gas turbine combustion technologies:a concept assessment[C]// *Proceedings of 27th International Congress of the Aeronautical Sciences*. Nice, France; International Council of the Aeronautical Sciences,2010:19-24.

[8] 李晓丰,郑龙席,邱华,等. 两相脉冲爆震涡轮发动机原理性试验[J]. *航空动力学报*,2013,28(12):2731-2736.

LI Xiaofeng, ZHENG Longxi, QIU Hua, et al. Two phase pulse detonation turbine engine original rational test[J]. *Journal of Aerospace Power*,2013,28(12):2731-2736. (in Chinese)

[9] 邱华,徐泽阳,郑龙席,等. 脉冲爆震涡轮发动机增压装置性能试验[J]. *航空学报*,2016,37(2):522-532.

QIU Hua, XU Zeyang, ZHENG Longxi, et al. Tests of pulse detonation turbine engine performance with thrust augmentation devices[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*,2016,37(2):522-532. (in Chinese)

[10] RASHEED A, FURMAN A, DEAN A J. Experimental investigations of an axial turbine driven by a multi-tube pulsed detonation combustor system [R]. *AIAA-2005-4209*,2005.

[11] RASHEED A, FURMAN A H, DEAN A J. Experimental investigations of the performance of a multitube pulse detonation turbine system[J]. *Journal of Propulsion and Power*,2011,27(3):586-596.

[12] ROUSER K, KING P, SCHAUER F, et al. Unsteady performance of a turbine driven by a pulse detonation engine [R]. *AIAA-2010-1116*,2010.

[13] ROUSER K, KING P, SCHAUER F, et al. Parametric study of unsteady turbine performance driven by a pulse detonation combustor[R]. *AIAA-2010-6536*,2010.

[14] CALDWELL N, GLASER A, DIMICCO R, et al. Acoustic measurements of an integrated pulse detonation engine with gas turbine system[R]. *AIAA-2005-413*,2005.

[15] GLASER A, CALDWELL N, GUTMARK E. Performance of an axial flow turbine driven by multiple pulse detonation combustors[R]. *AIAA-2007-1244*,2007.

[16] 路振勇,陈予恕,侯磊,等. 常开空心轴裂纹转子系统的动力学特性[J]. *航空动力学报*,2015,30(2):422-430.

LU Zhenyong, CHEN Yushu, HOU Lei, et al. Dynamic characteristics of a open crack in hollow shaft rotor system [J]. *Journal of Aerospace Power*,2015,30(2):422-430. (in Chinese)

[17] KHULIEF Y A, AL-NASER H. Finite element dynamic analysis of drillstrings[J]. *Finite Elements in Analysis and Design*,2005,41(13):1270-1288.

[18] FENG T, VADALI M, MA Z, et al. A finite element method with full bit-force modeling to analyze drillstring vibration[J]. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*,2017,139(9):091016. 1-091016. 10.

[19] DAWE D J. Matrix and finite element displacement analysis of structures[M]. New York:Oxford University Press,1984.

[20] ZORZI E S, NELSON H D. The dynamics of rotor-bearing systems with axial torque-a finite element approach[J]. *Journal of Mechanical Design*,1980,102(1):158-161.

[21] NELSON H D, MCVAUGH J M. The dynamics of rotor-bearing systems using finite elements[J]. *Journal of Engineering for Industry*,1976,98(2):593-600.

[22] FRISWELL M I, PENNY J E T, GARVEY S D, et al. Dynamics of rotating machines[M]. New York:Cambridge University Press,2010.

[23] 路振勇,陈予恕,李洪亮,等. 航空发动机转子系统动力学模型的可逆简化方法[J]. *航空动力学报*,2016,31(1):57-64.

LU Zhenyong, CHEN Yushu, LI Hongliang, et al. Reversible model-simplifying method for aero-engine rotor systems[J]. *Journal of Aerospace Power*,2016,31(1):57-64. (in Chinese)

(编辑:陈 越)