

共用支承-转子系统耦合振动分析及试验

雷冰龙¹, 李超^{1,2}, 何康^{3,4}, 马艳红^{1,2}, 洪杰^{1,2}

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;

2. 北京航空航天大学 航空发动机研究院, 北京 100191;

3. 中国航空发动机集团有限公司 湖南动力机械研究所, 湖南 株洲 412002;

4. 中国航空发动机集团有限公司

中小型航空发动机叶轮机械湖南省重点实验室, 湖南 株洲 412002)

摘 要: 针对带有涡轮级间共用承力框架的高功质比涡轴发动机结构系统, 建立共用支承-转子系统动力学方程, 探究燃气发生器转子、动力涡轮转子与共用承力框架结构系统耦合振动产生条件及振动特性。基于 ANSYS 有限元仿真计算了共用支承-转子系统耦合振动特性。针对涡轴发动机涡轮级间承力框架, 设计了共用支承-转子系统模拟试验器, 运用激振器模拟转子不平衡激励, 利用试验对模拟转子动力特性的相互影响进行了定量分析。理论计算结果表明, 转子支点与支承结构通过力平衡和位移协调联系在一起, 之间存在刚度耦合项, 进而使共用支承-转子系统发生耦合振动。对系统振动响应仿真计算结果表明, 共用支承会影响转子动力特性, 不同转子不平衡激励均可激起相应转子的振动。通过试验验证了在发生耦合振动时, 转子的振动响应频谱中同时包含两个转子转速频率, 定义耦合影响系数, 地面慢车状态两个转子相互之间的耦合影响系数分别为 3.3% 和 60.79%, 最大连续状态分别为 12.78% 和 6.88%, 最大起飞状态分别为 13.56% 和 5.81%, 转子间的动力特性耦合影响大小与频率有关系。

关 键 词: 共用支承-转子系统; 不平衡激励; 耦合振动机理; 基础振动; 耦合振动试验

中图分类号: V232.4

文献标志码: A

Coupling vibration characteristics analysis and experiment of shared support-rotors system

LEI Binglong¹, LI Chao^{1,2}, HE Kang^{3,4}, MA Yanhong^{1,2}, HONG Jie^{1,2}

(1. School of Energy and Power Engineering,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;

2. Research Institute of Aero-Engine,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;

3. Hunan Aviation Powerplant Research Institute,

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

4. Hunan Key Laboratory of Turbomachinery on Medium and Small Aero-Engine,

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

Abstract: In view of the structural system of high power to weight ratio turboshaft engine with shared load bearing frame between turbine stages, the dynamic equation of the shared support-rotor system was established to explore the coupling vibration conditions and

收稿日期: 2020-05-13

基金项目: 国家科技重大专项 (2007-I-0008-0009)

作者简介: 雷冰龙 (1994—), 男, 硕士生, 主要从事航空发动机承力系统结构设计与振动控制。E-mail: leibinglong@buaa.edu.cn

引用格式: 雷冰龙, 李超, 何康, 等. 共用支承-转子系统耦合振动分析及试验[J]. 航空动力学报, 2020, 35(11): 2293-2305. LEI Binglong, LI Chao, HE Kang, et al. Coupling vibration characteristics analysis and experiment of shared support-rotors system[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(11): 2293-2305.

vibration characteristics of the gas generator rotor, the dynamic turbine rotor and the Shared load bearing frame structure system. Based on the ANSYS finite element simulation platform, the coupling vibration characteristics of the common bearing-rotor system were simulated by transient dynamics analysis method. For the inter-turbine load bearing frame of turboshaft engine, a simulation tester of shared supplate-rotor system was designed, and a vibrator was used to simulate the unbalanced excitation of the rotor. The theoretical calculation results showed that the rotor fulcrum and the supporting structure were connected by force balance and displacement coordination, and there was a coupling stiffness between them, which led to the coupling vibration of the shared bearing-rotor system. The simulation results of the vibration response of the system under unbalanced excitation showed that the shared support could affect the dynamic characteristics of the rotor, and the vibration of the corresponding rotor could be excited by different unbalanced excitation of the rotor. It was verified through experiments that when coupled vibration occurred, the vibration response spectrum of the rotor contained two rotor speed frequencies at the same time, and the coupling influence coefficient was defined. The coupling influence coefficients between the two rotors in the idle state on the ground were 3.3% and 60.79%, respectively. The maximum continuous state were 12.78% and 6.88%, and the maximum take-off state were 13.56% and 5.81%, respectively. The coupling influence of the dynamic characteristics between the rotors was related to the frequency.

Key words: shared support-rotors system; unbalanced excitation; coupling vibration mechanism; basic vibration; coupling vibration experimental

近年来,涡轮级间共用承力框架在先进航空发动机承力系统中广为采用,是发动机轻量化、提高效率的重要途径之一^[1-2]。该结构所处的工作环境特殊,因其同时承载两个不同转速转子之间的振动传递,以及涡轮位置高温条件带来支承刚度弱化问题,会对发动机转子系统动力特性和承力结构振动特性产生不利影响^[3-4],因此研究共用承力框架与转子之间耦合振动特性具有重要的工程意义。

目前,国内外学者在航空发动机转子系统动力特性分析和转子-承力结构系统振动特性分析方面进行了诸多研究工作。常见的转子系统振动耦合问题为带中介轴承的双转子系统间的相互激励耦合振动,由于转子具有各自的动力特性,并且在中介轴承处具有复杂横向激振力的交互作用,因此使得双转子系统具有复杂的振动特性。文献[5-7]中分别建立了滚动轴承-双转子系统动力学方程,并采用仿真方法求解分析了滚动轴承对转子系统临界转速等动力特性的影响规律。邓四二等^[8]建立了双转子-滚动轴承耦合系统的非线性动力学模型,分析并验证了转子转速、中介轴承游隙和滚子个数对双转子系统动力特性的影响。罗

贵火等^[9]建立了双转子-滚动轴承-机匣耦合动力学模型,并考虑了中介轴承的耦合作用,进行了同向和反向旋转双转子系统的拍振响应分析。马艳红等^[4]针对涡轴发动机涡轮级间支承结构分析其振动特性,初步提出相邻部件之间刚度/质量分布差异加大能有效避免耦合振动的设计思想。

陈果^[10-11]提出了建立双转子-支承-机匣耦合动力学模型的方法,计算了航空发动机整机振动响应,并对转子系统的动力特性进行了分析,进行了整机模态试验验证,结果表明了航空发动机整机振动耦合动力学建模方法的正确有效性。章健等^[12]提出了转子支点的动态响应对其他转子的支点头刚度特性及转子振动响应特性具有一定的影响,在转子临界转速计算中应该考虑两个转子与共用支承结构的振动影响。洪杰等^[13]根据理论分析与仿真计算验证了高隔振性承力框架设计方法的有效性,并通过试验表明该非连续性设计方法对宽频多支点处激励具有良好的隔振效果。

从目前国内外的相关研究工作来看,对于采用涡轮级间共用承力结构的共用支承-转子系统,当前的研究没有准确描述承力结构和转子以及不同转子之间耦合振动产生的机理及影响规律,也

没有相关的试验研究。本文针对高功质比涡轴发动机中广泛采用的涡轮级间共用承力框架,对多转子系统耦合振动响应交互关系分析的基础上,从理论层面上,揭示了共用支承-转子系统耦合振动产生机理。同时利用涡轮级间承力框架设计相应的模拟试验,研究了共用支承-转子系统耦合振动特性,并定量分析了不同工作状态下转子间动力特性的相互影响关系。

1 高功质比涡轴发动机共用支承结构特征

1.1 总体结构特征

高功质比双转子涡轴发动机,其总体结构布局设计示意如图 1 所示,燃气发生器转子采用 1-0-1 支承方案,动力涡轮转子采用 0-2-2-0 支承方案,涡轮级间共用承力框架结构实现对两个转子上的 3 个支点的支承,本文主要研究其涡轮级间共用承力框架。

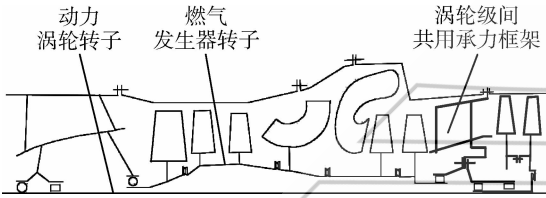


图 1 高功质比涡轴发动机结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of high power/mass ratio turboshaft engine

1.2 共用承力框架结构特征

图 2 为涡轮级间共用承力框架结构示意图,结构由两个鼠笼式弹支、共用轴承座和导向器等组成。承力框架在工作中所受机械载荷主要来自于转子在高速旋转过程中对支点产生的径向交变激励,称为支点动载荷,燃气发生器转子及动力涡轮转子上的旋转激励载荷由支点轴承经鼠笼弹性

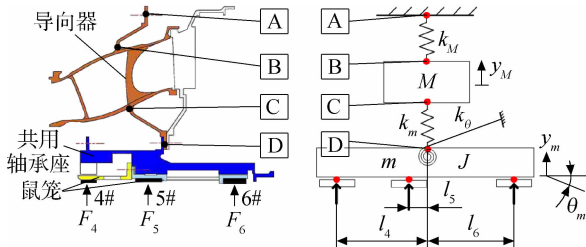


图 2 涡轮级间共用承力框架结构与力学模型

Fig. 2 Interstage turbine shared load-bearing frame structure and mechanical model

支承传至共用轴承座。由于共用轴承座同时支承两个不同转速的转子,并且导向器的结构为板壳组成的复杂结构组件,在宽频(300~700 Hz)范围内具有一定的共振模态^[14],因此,在对燃气发生器转子和动力涡轮转子系统的动力学设计中,需考虑转子间支承结构动力特性的影响。

考虑其结构特征,建立其无阻尼弹簧-质量系统强迫振动响应的动力学模型,如图 2 所示,其中 A、B、C、D 表示位置代号,4#、5#、6# 表示支点的位置, F_4 、 F_5 、 F_6 表示 4#、5#、6# 支点位置作用力, l_4 、 l_5 、 l_6 表示 4#、5#、6# 支点位置作用力距中心位置的距离, M 和 k_M 表示导向器等效质量和径向刚度, m 、 J 、 k_m 、 k_θ 分别表示轴承座的等效质量、转动惯量、径向刚度和角向刚度,模型具有 4 个方向的自由度,分别为共用轴承座横向位移 y_m 、角向偏转 θ_m 以及导向器的横向位移 y_M 、角向偏转 θ_M (横向变形以竖直向上为正,角向变形以顺时针方向为正)。在实际工作中,导向器角向偏转量 θ_M 远小于共用轴承座的角向偏转量 θ_m ,接近 0 值,因此在计算分析中不考虑导向器的角向变形,认为导向器仅具有横向位移自由度,整个共用承力框架仅具有 3 个自由度 y_M 、 θ_m 和 y_m 。

建立图 2 共用承力框架强迫振动响应的动力学方程为

$$\begin{aligned} M\ddot{y}_M + k_M y_M + k_m(y_M - y_m) &= 0 \\ m\ddot{y}_m + k_m(y_m - y_M) &= F_4 + F_5 + F_6 \\ J\ddot{\theta}_m + k_\theta \theta_m &= F_4 l_4 + F_5 l_5 - F_6 l_6 \end{aligned} \quad (1)$$

写为矩阵形式为

$$\begin{bmatrix} M & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & J \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{y} \\ \ddot{y}_m \\ \ddot{\theta}_m \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_M + k_m & -k_m & 0 \\ -k_m & k_m & 0 \\ 0 & 0 & k_\theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_M \\ y_m \\ \theta_m \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ F_4 + F_5 + F_6 \\ F_4 l_4 - F_5 l_5 - F_6 l_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 1 \\ l_4 & l_5 & -l_6 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_4 \\ F_5 \\ F_6 \end{bmatrix}$$

及

$$M_s \ddot{q}_s + K_s q_s = K_{\Pi} F_s \quad (2)$$

其中 M_s 、 K_s 分别为共用承力框架的质量矩阵和刚度矩阵, q_s 为承力框架的自由度向量, F_s 为承力框架各支点位置的动载荷向量, K_{Π} 为载荷转化矩阵。

1.3 共用支承-转子系统动力学方程

不考虑前承力框架和温度的影响,对于带有涡轮级间共用承力框架的转子结构系统,建立其动力学模型如图 3 所示,其中 k_1 、 k_2 、 k_3 、 k_4 、 k_5 、 k_6

分别表示 1#、2#、3#、4#、5#、6# 支点支承刚度， ω_h 和 q_h 分别表示燃气发生器转子转速和状态向量， ω_l 和 q_l 分别表示动力涡轮转子转速和状态向量。建立的基本原理为：使用子结构传递矩阵法^[15] 分别建立两转子的状态参量方程，并建立共用承力框架在支点动载荷作用下的强迫振动动力学方程，再在支点位置使用力平衡方程和位移协调方程组集转/静子动力学方程，获得共用承力-转子结构系统动力学方程。

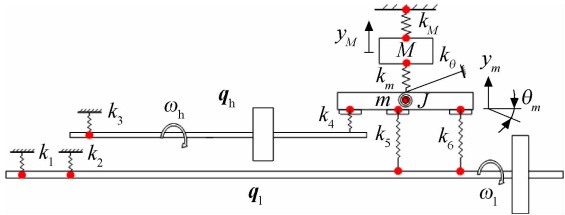


图 3 共用支承-转子系统等效动力学模型
Fig. 3 Equivalent dynamic model of shared support-rotors system

对于任意双转子结构系统，转子的动力学方程均可写为以下形式：

$$\begin{cases} \mathbf{M}_h \ddot{\mathbf{q}}_h - i\omega_h \mathbf{J}_h \dot{\mathbf{q}}_h + \mathbf{K}_h (\mathbf{q}_h - \mathbf{q}_{bh}) = \mathbf{q}_h \Omega_h^2 \\ \mathbf{M}_l \ddot{\mathbf{q}}_l - i\omega_l \mathbf{J}_l \dot{\mathbf{q}}_l + \mathbf{K}_l (\mathbf{q}_l - \mathbf{q}_{bl}) = \mathbf{q}_l \Omega_l^2 \end{cases} \quad (3)$$

其中 $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{J}$ 和 $\mathbf{K}$ 分别为转子质量矩阵、陀螺力矩矩阵和刚度矩阵， $\mathbf{q} \Omega^2$ 为转子不平衡激励向量， $\mathbf{q}_b$ 为转子自由度的基础振动向量。式中下标 h 代表燃气发生器转子参数，l 代表动力涡轮转子参数。

对于图 3 中的动力学模型，假设其各转子前支点均无基础振动，后支点 4#、5#、6# 上存在基础振动 $y_{4s}(t)$ 、 $y_{5s}(t)$ 、 $y_{6s}(t)$ 。则有

$$\begin{cases} \mathbf{q}_h = [y_h, \theta_h, y_{dh}, \theta_{dh}, y_4, \theta_4]^T \\ \mathbf{q}_l = [y_l, \theta_l, y_{dl}, \theta_{dl}, y_5, \theta_5, y_6, \theta_6]^T \\ \mathbf{q}_{bh} = [0, 0, 0, 0, y_{4s}, 0]^T \\ \mathbf{q}_{bl} = [0, 0, 0, 0, y_{5s}, 0, y_{6s}, 0]^T \end{cases} \quad (4)$$

对于共用承力框架，其强迫振动响应动力学方程为式(2)，根据 4#、5# 和 6# 支点上的力平衡方程以及共用承力框架中的位移协调方程有

$$\mathbf{F}_s = \mathbf{K}_b (\mathbf{q}_{bs} - \mathbf{q}_{br}) \quad (5)$$

$$\mathbf{q}_{bs} = \mathbf{A}_{qs} \mathbf{q}_s \quad (6)$$

式中 $\mathbf{K}_b$ 为支点动刚度矩阵， $\mathbf{q}_{bs}$ 和 $\mathbf{q}_{br}$ 分别为承力框架和转子结构在 4#、5#、6# 支点位置的自由度向量， $\mathbf{A}_{qs}$ 为承力框架向转子支点位置的自由度变化矩阵，因此集成系统耦合振动方程

$$\mathbf{K}_a \mathbf{q}_a - \mathbf{C}_a \dot{\mathbf{q}}_a + \mathbf{M}_a \ddot{\mathbf{q}}_a = \begin{bmatrix} \mathbf{q}_h \Omega_h^2 + \mathbf{K}_h \mathbf{q}_{bh} \\ \mathbf{q}_l \Omega_l^2 + \mathbf{K}_l \mathbf{q}_{bl} \\ \mathbf{K}_{fl} \mathbf{K}_b (\mathbf{A}_{qs} \mathbf{q}_s - \mathbf{q}_{br}) \end{bmatrix} \quad (7)$$

式中各项分别为

$$\mathbf{M}_a = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_h & & \\ & \mathbf{M}_l & \\ & & \mathbf{M}_s \end{bmatrix}, \quad \mathbf{K}_a = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_h & & \\ & \mathbf{K}_l & \\ & & \mathbf{K}_s \end{bmatrix},$$
$$\mathbf{C}_a = \begin{bmatrix} \omega_h \mathbf{J}_h & & \\ & \omega_l \mathbf{J}_l & \\ & & \mathbf{0} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{q}_a = \begin{bmatrix} \mathbf{q}_h \\ \mathbf{q}_l \\ \mathbf{q}_s \end{bmatrix}.$$

将转子支点基础自由度向量向承力框架自由度向量转化

$$\begin{cases} \mathbf{q}_{bh} = \mathbf{A}_{bhs} \mathbf{q}_s \\ \mathbf{q}_{bl} = \mathbf{A}_{bls} \mathbf{q}_s \end{cases} \quad (8)$$

式中 $\mathbf{A}_{bhs}$ 、 $\mathbf{A}_{bls}$ 均为变换矩阵。可获得共用支承-转子结构系统振动耦合统动力学方程

$$\begin{bmatrix} \mathbf{q}_h \Omega_h^2 \\ \mathbf{q}_l \Omega_l^2 \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_h & \mathbf{0} & -\mathbf{K}_h \mathbf{A}_{bhs} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_l & -\mathbf{K}_l \mathbf{A}_{bls} \\ -\mathbf{K}_h \mathbf{A}_{bhs} & -\mathbf{K}_l \mathbf{A}_{bls} & \mathbf{K}_s - \mathbf{K}_{fl} \mathbf{K}_b \mathbf{A}_{qs} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{q}_h \\ \mathbf{q}_l \\ \mathbf{q}_s \end{bmatrix}.$$
$$\mathbf{q}_a - \begin{bmatrix} \omega_h \mathbf{J}_h & & \\ & \omega_l \mathbf{J}_l & \\ & & \mathbf{0} \end{bmatrix} \dot{\mathbf{q}}_a + \begin{bmatrix} \mathbf{M}_h & & \\ & \mathbf{M}_l & \\ & & \mathbf{M}_s \end{bmatrix} \ddot{\mathbf{q}}_a \quad (9)$$

结构系统中，转静子结构之间存在刚度耦合项 $\mathbf{K}_h \mathbf{A}_{bhs}$ 和 $\mathbf{K}_l \mathbf{A}_{bls}$ ，进而使系统发生耦合振动。

2 共用支承-转子系统动力特性耦合振动分析

考虑到转子为复杂连续结构，难以获得系统动力学响应的解析解，多应用数值解法求解其振动方程。这里采用有限元方法进行求解，从而获得系统动力学响应。

2.1 有限元模型与约束

针对图 1 中的涡轴发动机，不考虑前承力框架和温度的影响，采用 Solid 185 单元建立共用支承-转子结构系统有限元模型，使用弹簧单元模拟轴承支承，如图 4 所示。为避免复杂模型带来的庞大计算量，对结构进行合理简化。忽略连接界面的影响，转静子连接接触面均采用固结；忽略对整体力学性能影响较小的圆角、小孔等细节因素，提高计算效率。

2.2 结构系统模态计算分析

在带有共用支承结构的转子结构系统中，两

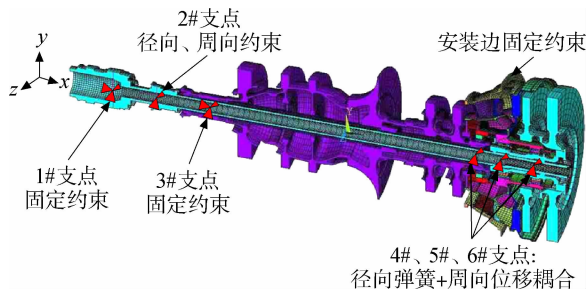


图 4 共用支承-转子系统有限元模型

Fig. 4 Finite element model of shared support-rotors system

个转子通过共用承力框架可发生振动响应的相互影响。通过模态分析计算结构系统的固有频率与相应振型,如图 5~图 7 所示,图中 f_{ij} 表示第 j 个

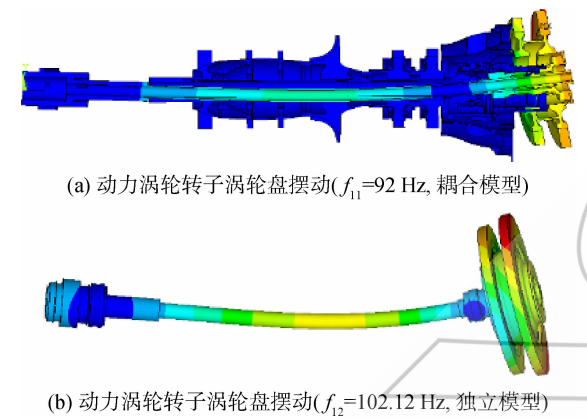


图 5 结构系统第 1 阶耦合模式及其对应的单转子振型

Fig. 5 1st coupled mode of the system and corresponding mode in the single-rotor model

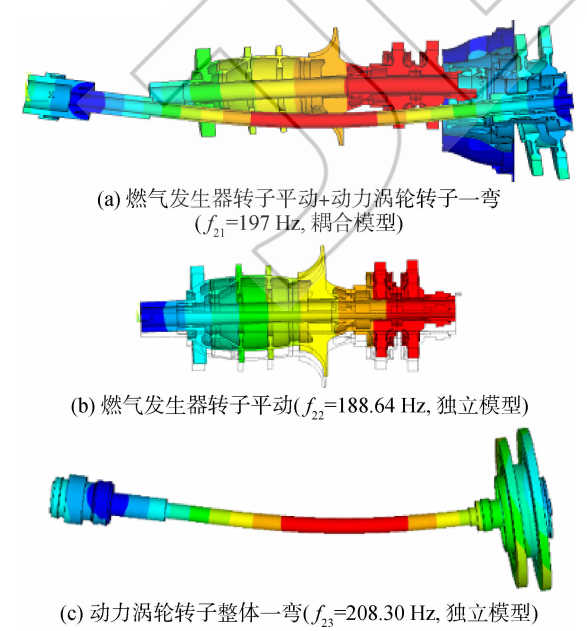


图 6 结构系统第 2 阶耦合模式及其对应的单转子振型

Fig. 6 2nd coupled mode of the system and corresponding modes in the single-rotor model

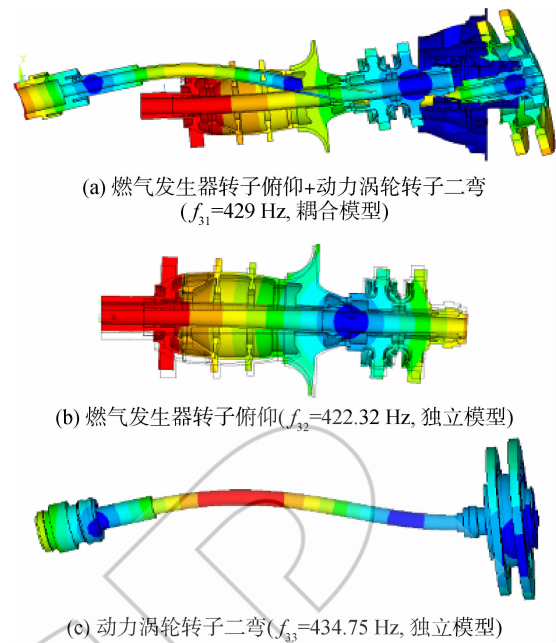


图 7 结构系统第 3 阶耦合模式及其对应的单转子振型

Fig. 7 3rd coupled mode of the system and corresponding modes in the single-rotor model

模态的第 i 阶固有模态频率。可见,燃气发生器转子、动力涡轮转子与共用承力框架之间存在振动耦合影响,采用耦合模型计算获得的转子模态频率与单转子模型计算结果有所差异。

当两个转子的模态频率相近时,将在共用支承-转子结构系统中形成新的耦合振型,其模态频率在对应的两转子单独模态频率之间。

2.3 支承刚度变化对转子动力特性的影响

影响转子结构固有特性的关键因素主要有两点:转子自身的刚度/质量分布,转子支承的位置和刚度^[1]。涡轮位置高温条件和承力框架的基础振动会带来支承刚度变化,计算各支点刚度变化对转子共振频率的影响,结果如图 8~图 10 所

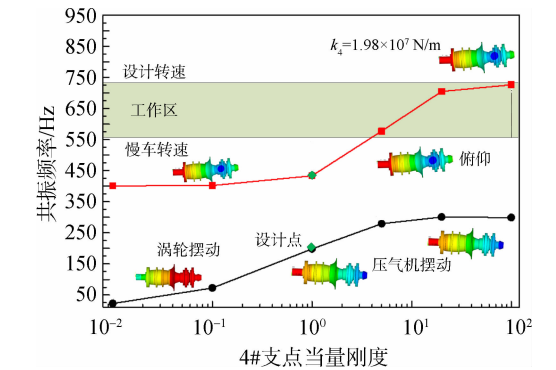


图 8 4# 支点支承刚度对燃气发生器转子共振频率影响

Fig. 8 4# bearing stiffness affects resonance frequency of gas generator rotor

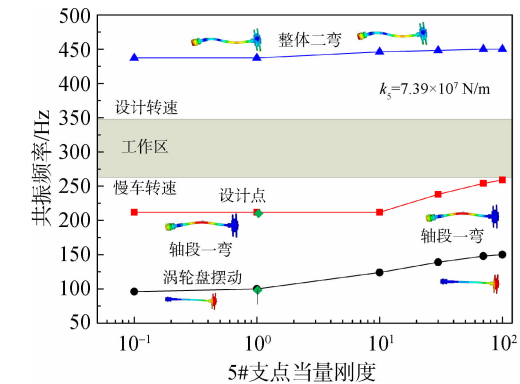


图 9 5# 支点支承刚度变化对动力涡轮转子共振频率的影响

Fig. 9 5# bearing stiffness affects resonance frequency of power turbine rotor

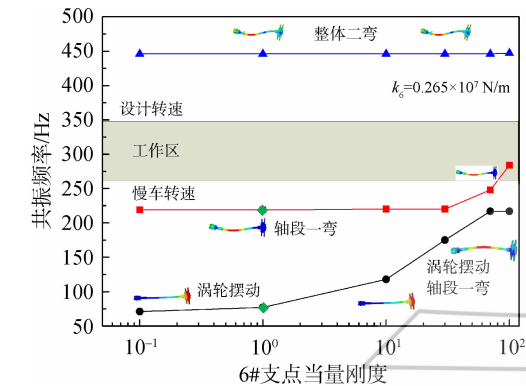


图 10 6# 支点支承刚度对动力涡轮转子共振频率的影响

Fig. 10 6# bearing stiffness affects resonance frequency of power turbine rotor

示,可以看出刚度的变化对转子的共振频率有影响,不同的当量刚度影响的敏感度不同,设计时,应选择当量刚度在低敏感度位置。

2.4 耦合振动响应计算分析

对于双转子发动机结构系统而言,燃气发生器转子与动力涡轮转子均具有各自的转速,不平衡载荷的激励频率与各自转子的转速一致,因此从频率的角度进行耦合振动响应分析。

针对共用支承-转子系统有限元模型,进行多截面不平衡激励下的动力响应计算。假设不平衡载荷位于燃气发生器转子一级压气机、二级涡轮,以及动力涡轮转子二级涡轮,各位置不平衡量均为 $6\text{ g}\cdot\text{mm}$,如图 11 所示。计算动力涡轮转子转速为 ω_l (动力涡轮转子对应工作状态下的转频 $f_{\omega_l}=348\text{ Hz}$),燃气发生器转子转速为 ω_h (燃气发生器转子对应工作状态下的转频 $f_{\omega_h}=623\text{ Hz}$) 共用支承-转子系统瞬态动力响应。

当振动位移响应衰减至稳态时(该过程约为

1.6 s),系统中各位置处时域结果如图 12 所示,此时转子振动位移响应稳定在一定的幅值范围内,

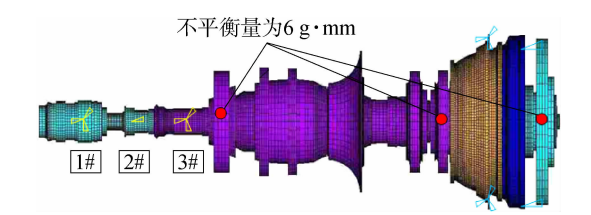


图 11 不平衡量施加位置

Fig. 11 Unbalance application position

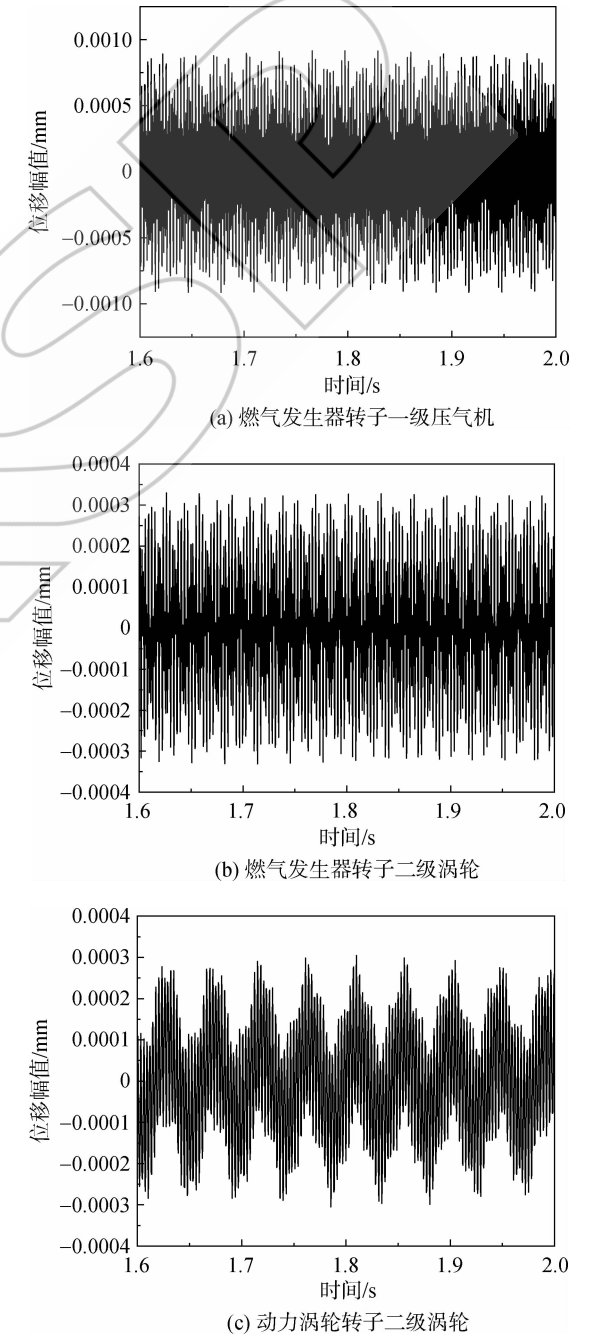


图 12 共用支承-转子系统振动位移响应(时域)

Fig. 12 Vibration displacement response of the shared support-rotor system (time domain)

为不平衡激励下的受迫振动响应。对图 12 中的时域响应进行快速傅里叶变换(FFT),得到各关键截面的频域响应曲线,如图 13 所示。

从转子振动响应频域分析结果表明:在燃气发生器转子、动力涡轮转子振动响应中,均同时存在两个转子转速频率对应的响应峰值,即说明在采用共用支承发动机中,一个转子不平衡激励力产生的振动可通过共用承力框架结构传至另一个

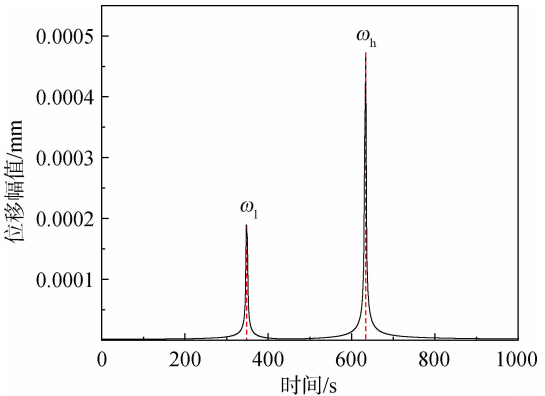
转子,激起另一个转子的振动,两转子动力特性存在相互影响。两个转子相互影响的大小是不同的,各转速频率幅值占比是由系统固有频率、模态振型及承力结构振动响应衰减效果等因素综合作用的结果。

3 共用支承-转子系统耦合振动试验

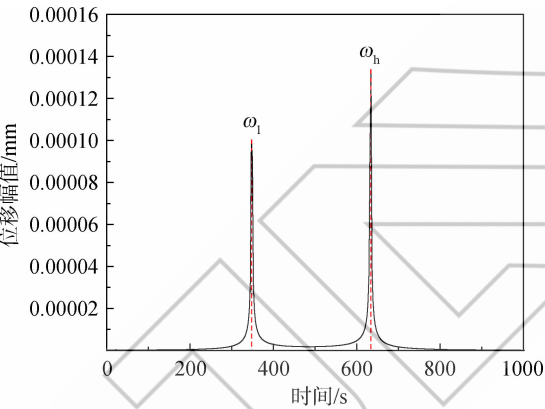
设计共用支承-转子系统模拟试验器,通过试验从频率的角度进行系统耦合振动分析。

3.1 总体设计方案

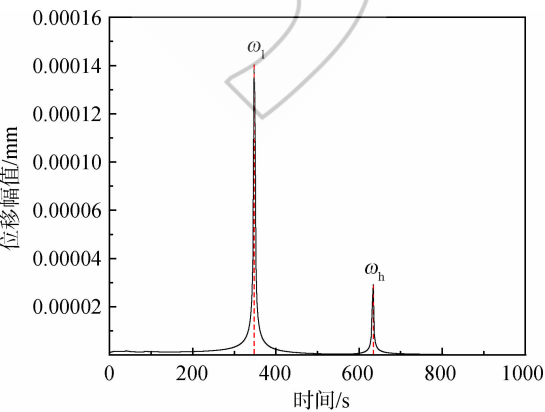
考虑环境 and 安全因素,共用支承-转子系统耦合振动试验采用非旋转激励方式,暂不考虑温度影响,模拟试验器总体结构和关键尺寸如图 14 所示,设计辅助轴 1,模拟燃气发生器转子,设计辅



(a) 燃气发生器转子一级压气机



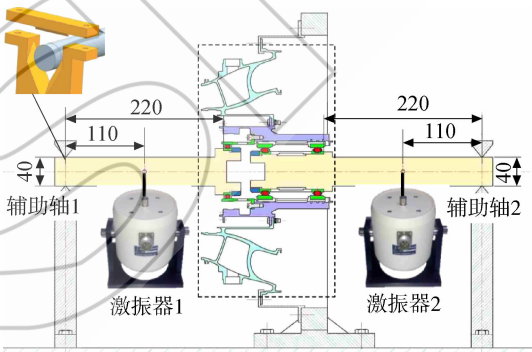
(b) 燃气发生器转子二级涡轮



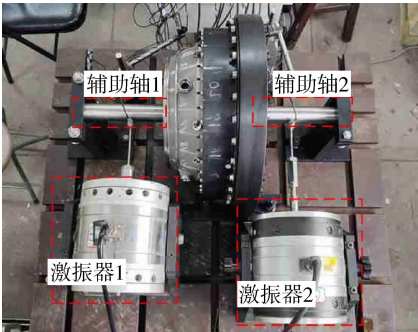
(c) 动力涡轮转子二级涡轮

图 13 共用支承-转子系统振动位移响应(频域)

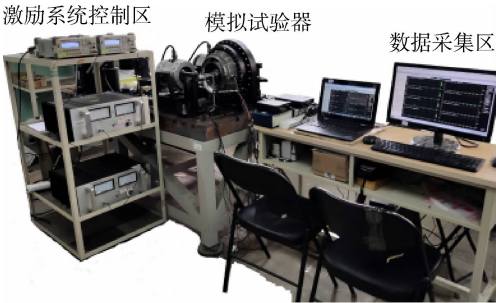
Fig. 13 Vibration displacement response of the shared support-rotor system (frequency domain)



(a) 设计方案图(单位: mm)



(b) 实物图



(c) 试验系统

图 14 模拟试验器

Fig. 14 Simulation tester

助轴 2,模拟动力涡轮转子,辅助轴一端采用结构原有的轴承支承,另一端采用如图所示的 V 型刀口支承,将辅助轴压紧,约束其轴向位移。利用激振器 1 和激振器 2 分别激振辅助轴 1 和辅助轴 2 来模拟转子不平衡激励。

3.2 测点布置

本试验主要针对共用支承-转子系统支点位置振动响应进行测量,研究其耦合振动特性。运用加速度传感器和力传感器,加速度传感器测量各位置的振动响应,力传感器控制激振器输出的激振力大小,用于模拟转子不平衡激励。各传感器安装位置如图 15,其中加速度传感器共 3 个,分别通过胶黏法黏贴在试验器各轴承支点位置附近。1 号加速度传感器位于 4# 支点位置,2 号加速度传感器位于 5# 支点位置,3 号加速度传感器位于 6# 支点位置。力传感器通过 M5 螺纹分别与辅助轴和激振杆连接,1 号力传感器位于辅助轴 1 上(用于测量模拟燃气发生器转子不平衡激励),2 号力传感器位于辅助轴 2 上(用于测量模拟动力涡轮转子不平衡激励)。采集系统获取的振动信号,统一输入到 DASP(data acquisition and

signal processing)采集卡中,通过 DASP-V10 智能数据采集和信号处理系统进行分析。

3.3 试验状态

发动机工作状态较多,选取工作时间较长的典型工作状态:慢车状态,最大连续状态和最大起飞状态为试验模拟工作状态。各种状态对应转速的转频如表 1 所示^[16],利用激振器模拟转子不平衡激励,分别施加对应转频的正弦激振力。

表 1 发动机工作状态转频

Table 1 Rotating frequency of engine operating condition

工作状态	$f_{\omega h}/\text{Hz}$	$f_{\omega l}/\text{Hz}$
地面慢车	424	233
最大连续	623	348
最大起飞	633	348

3.4 试验结果

试验采用控制变量法,两个激振器均选取正弦激振力有效值为 200 N 进行试验,分别进行以下发动机典型状态试验。

3.4.1 地面慢车状态

激振器 1 模拟燃气发生器转子,激振频率为 424 Hz,激振器 2 模拟动力涡轮转子,激振频率为 233 Hz,分别记录与燃气发生器转子相关的 4# 支点和 1 号力传感器的时域信号如图 16 所示;与动力涡轮转子相关的 5# 支点、6# 支点和 2 号力传感器的时域信号如图 17 所示。

通过频域响应看出,结果不仅包括两个激振频率,还对于上述采集到的时域信号进行 FFT 变

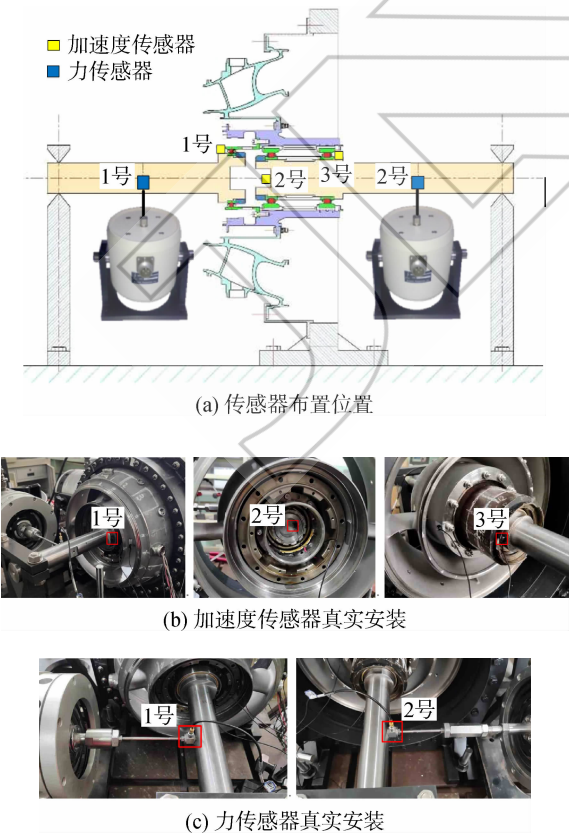


图 15 传感器布置

Fig. 15 Sensor arrangement

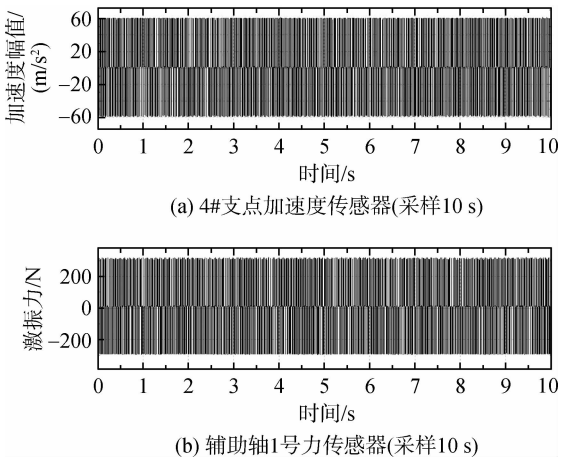


图 16 燃气发生器转子相关的时域信号(地面慢车)

Fig. 16 Time domain signal related to the gas generator rotor (ground idle speed)

化,得到各测点位置响应的频域信号如图 18、图 19 所示。出现了其他频率,这可能是由于轴承间隙导致的非线性^[17]。

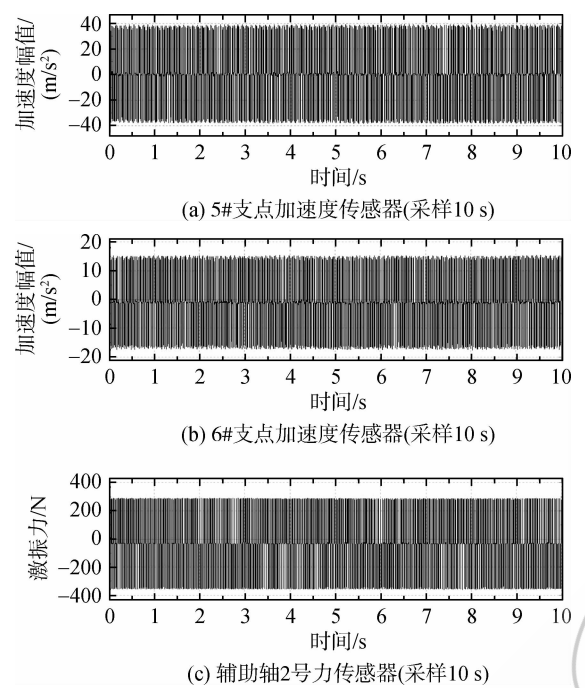


图 17 动力涡轮转子相关的时域信号(地面慢车)
Fig. 17 Time domain signals related to the power turbine rotor (ground idle speed)

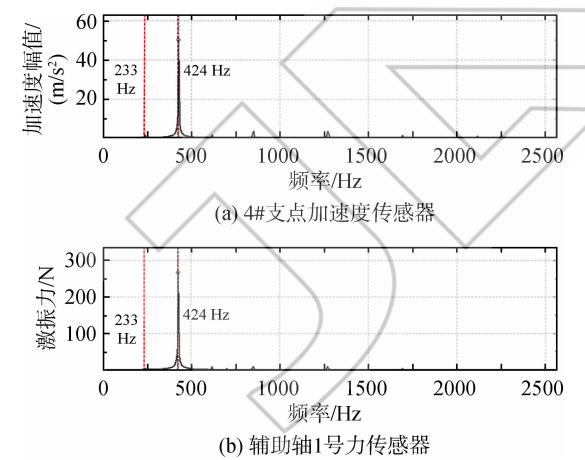


图 18 燃气发生器转子相关测点的频域信号(地面慢车)
Fig. 18 Frequency domain signal of gas generator rotor related measuring point (ground idle speed)

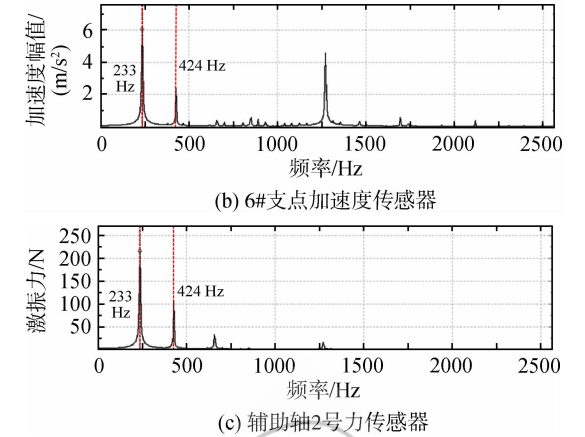
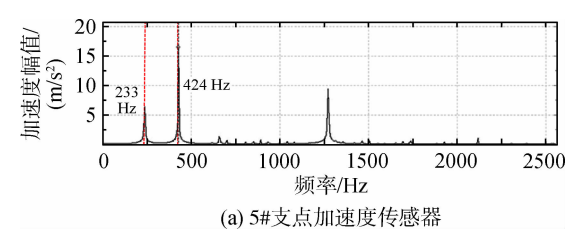


图 19 动力涡轮转子相关测点的频域信号(地面慢车)
Fig. 19 Frequency domain signal of the power turbine rotor related measuring point (ground idle speed)

3. 4. 2 最大连续状态

激振器 1 模拟燃气发生器转子,激振频率为 623 Hz,激振器 2 模拟动力涡轮转子,激振频率为 348 Hz,分别记录与燃气发生器转子相关的 4 #支点和 1 号力传感器的时域信号如图 20 所示;与动力涡轮转子相关的 5 #支点、6 #支点和 2 号力传感器的时域信号如图 21 所示。

对于上述采集到的时域信号进行 FFT 变化,得到各测点位置响应的频域信号,如图 22、图 23 所示。

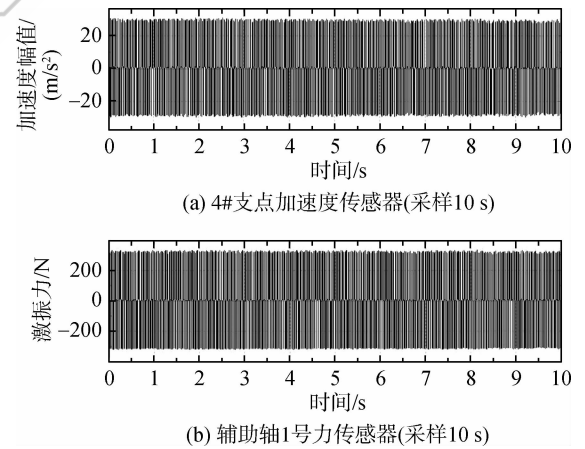
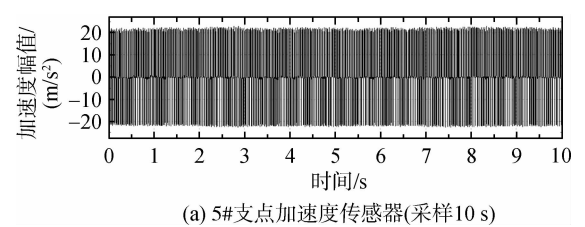
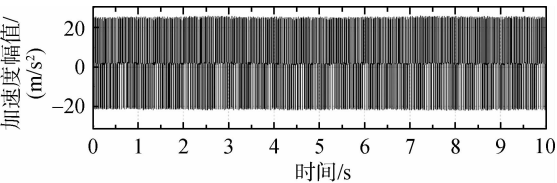
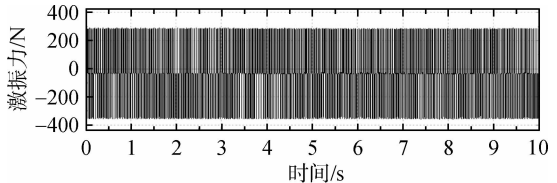


图 20 燃气发生器转子相关的时域信号(最大连续)
Fig. 20 Time domain signal related to the gas generator rotor (maximum continuous speed)

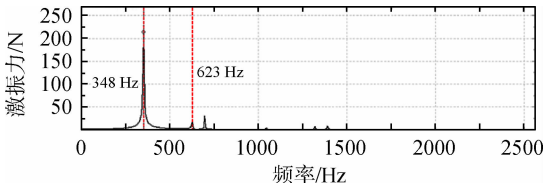




(b) 6#支点加速度传感器(采样10 s)



(c) 辅助轴2号力传感器(采样10 s)



(c) 辅助轴2号力传感器

图 23 动力涡轮转子相关测点的频域信号(最大连续)

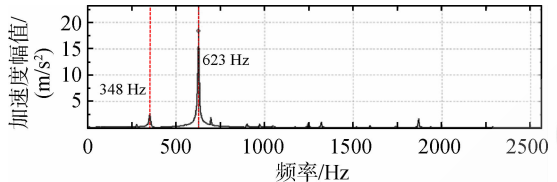
Fig. 23 Frequency domain signal of the power turbine rotor related measuring point (maximum continuous speed)

3. 4. 3 最大起飞状态

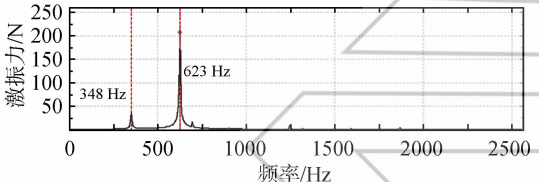
激振器 1 模拟燃气发生器转子, 激振频率为 633 Hz, 激振器 2 模拟动力涡轮转子, 激振频率为 348 Hz, 用于模拟发动机最大起飞工作状态。分别记录与燃气发生器转子相关的 4# 支点和 1 号力传感器的时域信号如图 24 所示; 与动力涡轮转子相关的 5# 支点、6# 支点和 2 号力传感器的时域信号如图 25 所示。

图 21 动力涡轮转子相关的时域信号(最大连续)

Fig. 21 Time domain signals related to the power turbine rotor (maximum continuous speed)

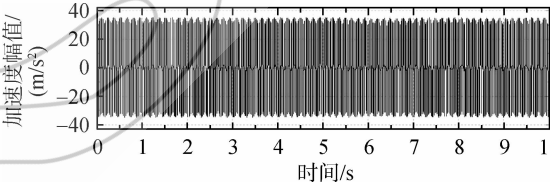


(a) 4#支点加速度传感器

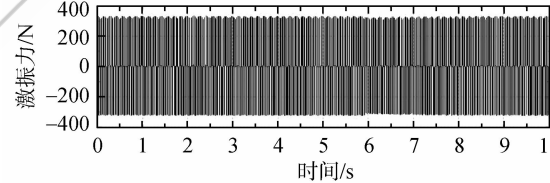


(b) 辅助轴1号力传感器

图 22 燃气发生器转子相关测点的频域信号(最大连续)



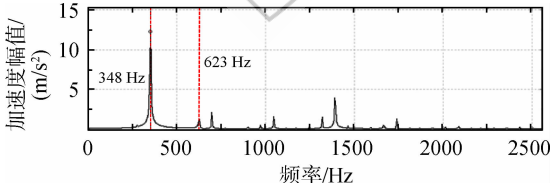
(a) 4#支点加速度传感器(采样10 s)



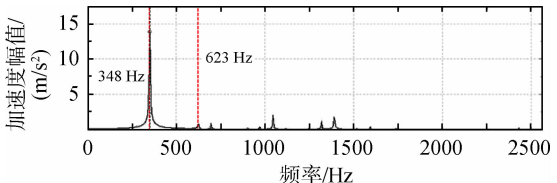
(b) 辅助轴1号力传感器(采样10 s)

图 24 燃气发生器转子相关的时域信号(最大起飞)

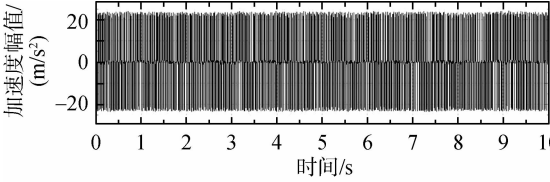
Fig. 24 Time domain signals related to the gas generator rotor (maximum takeoff speed)



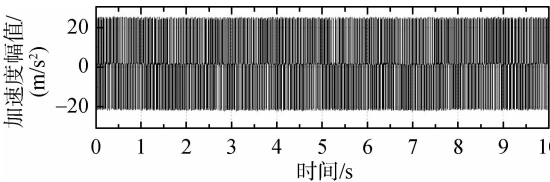
(a) 5#支点加速度传感器



(b) 6#支点加速度传感器



(a) 5#支点加速度传感器(采样10 s)



(b) 6#支点加速度传感器(采样10 s)

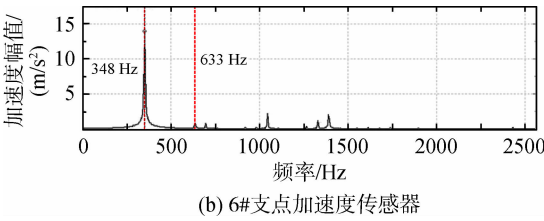
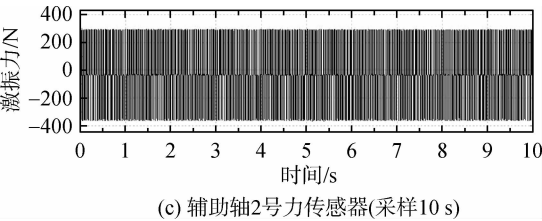
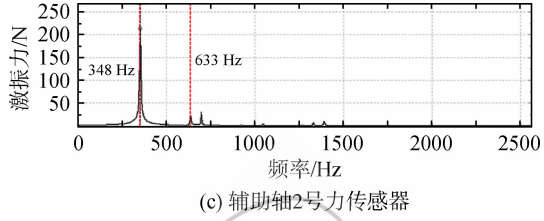
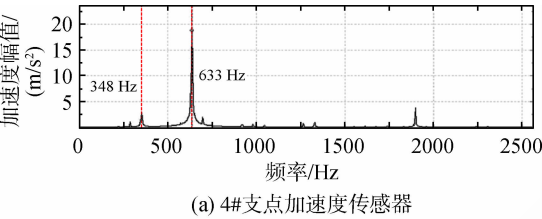


图 25 动力涡轮转子相关的时域信号(最大起飞)
Fig. 25 Time domain signals related to the power turbine rotor (maximum takeoff speed)



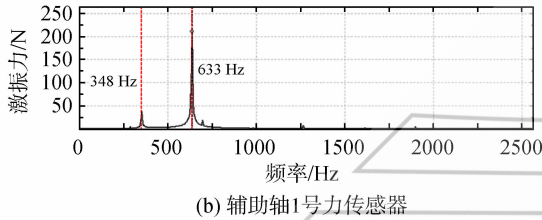
对于上述采集到的时域信号进行 FFT 变化,得到各测点位置响应的频域信号,如图 26、图 27 所示。

图 27 动力涡轮转子相关测点的频域信号(最大起飞)
Fig. 27 Frequency domain signal of the power turbine rotor related measuring point (maximum takeoff speed)



3.5 试验分析

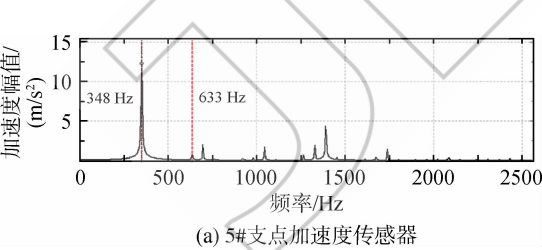
从试验结果的频域响应可以看出,在燃气发生器转子的频率响应中出现了动力涡轮转子的转频成分,在动力涡轮转子的频率响应中出现了燃气涡轮转子的转频,验证了在双转子共同工作过程中,各转子之间是存在相互耦合的影响。



为了定量描述相互耦合之间的大小关系,定义耦合影响系数 ϕ 。

图 26 燃气发生器转子相关测点的频域信号(最大起飞)
Fig. 26 Frequency domain signal of gas generator rotor related measuring point (maximum takeoff speed)

动力涡轮转子对燃气发生器转子的耦合影响系数 ϕ_a



燃气发生器转子对动力涡轮转子的耦合影响系数 ϕ_b

$$\phi_a = \frac{A_{\omega_l}}{A_{\omega_h} + A_{\omega_l}} \tag{10}$$

$$\phi_b = \frac{A_{\omega_h}}{A_{\omega_h} + A_{\omega_l}} \tag{11}$$

其中 A_{ω_l} 是支点位置动力涡轮转子转频响应幅值, A_{ω_h} 是支点位置燃气发生器转子转频响应幅值, $A_{\omega_h} + A_{\omega_l}$ 是响应幅值和。

试验测得各工作状态,工作频率下各支点加速度响应幅值如表 2 所示。将试验测量得到的各

		表 2 各状态支点加速度响应	
		Table 2 Magnitude of acceleration response of each state fulcrum	
工作状态		燃气发生器转子	动力涡轮转子
		4 # 支点加速度幅值/(m/s ²)	5 # 支点加速度幅值/(m/s ²) 6 # 支点加速度幅值/(m/s ²)
地面	$f_{\omega_l} = 233 \text{ Hz}$	1.726 96	6.456 04 6.177 73
慢车	$f_{\omega_h} = 424 \text{ Hz}$	50.568 8	16.996 2.591 36
最大	$f_{\omega_l} = 348 \text{ Hz}$	2.700 84	12.562 6 14.082 6
连续	$f_{\omega_h} = 623 \text{ Hz}$	18.440 7	1.193 56 0.774 14
最大	$f_{\omega_l} = 348 \text{ Hz}$	2.986 49	12.521 14.068 4
起飞	$f_{\omega_h} = 633 \text{ Hz}$	19.034 4	0.813 01 0.827 65

支点加速度响应幅值代入式(10)和式(11),计算出各状态耦合影响系数如表 3 所示。

表 3 各状态耦合影响系数

Table 3 Coupling influence coefficients of each states		
工作状态	动力涡轮转子对 燃气发生器转子的 耦合影响系数/%	燃气发生器转子 对动力涡轮转子的 耦合影响系数/%
地面慢车	≈3.3	≈60.79
最大连续	≈12.78	≈6.88
最大起飞	≈13.56	≈5.81

可以看出耦合影响系数与发动机模拟工作状态有关,主要影响的因素是频率,不同的频率造成各位置的振动响应不同。转子间耦合振动的产生及耦合程度主要取决于共用支承结构的振动特性,支承结构局部振动模态频率与转子系统的固有振动频率相差越大,两者间的耦合程度越小。

4 结 论

通过对使用涡轮级间共用承力框架的高功重比涡轴发动机转子及涡轮级间共用承力框架结构及其力学特征的分析,构建了共用支承-转子系统动力学方程和三维实体有限元建模,对共用支承-转子系统的耦合振动特性进行了仿真计算,设计相应模拟试验器进行研究,主要结论如下:

- 1) 对于带有涡轮级间共用承力框架结构的高转速涡轴发动机总体结构布局设计,进行共用支承-转子系统动力学设计及评估是十分重要的。考虑小尺寸、高转速多转子涡轴发动机转子激励频率范围较宽,及承力框架结构特点,对于沿轴向分布的多轴承支点特征,在一定转速范围内存在产生多转子“耦合振动”的可能。
- 2) 共用支承-转子系统的振动响应由两部分组合而成,一是转子自身不平衡激励引起的振动响应,二是承力结构振动响应所产生的“基础激励”影响,之间通过刚度耦合项进行组合。当基础激励的振动频率值远离子系统的固有频率,基础运动对系统工作造成的影响较小,即共用支承-转子系统的耦合振动程度较低。
- 3) 通过仿真计算表明,共用支承-转子系统耦合模型计算获得的转子模态频率与单独转子模型计算的结果有所差异,说明共用承力框架的存在使结构系统的模态频率和振型均发生了变化,出现了两个转子的耦合振动模态振型。

4) 在共用支承-转子系统耦合振动模拟试验中,利用频率信号验证了当两转子均存在不平衡激励时,通过共用支承的振动传递作用,转子间的动力特性相互影响,在发生耦合振动时,转子的振动响应频谱中同时包含两个转子转速频率。因此,在转子动力学设计中除需要考虑转子自身转速不平衡激励外,还应关注另一转子转速频率激励的影响。

参考文献:

[1] SEDA J F. Aircraft engine with inter-turbine engine frame: US6708482[P]. 2005-04-06.

[2] KUMAR K B, SOMANATH N, SOWA W A. Mid-turbine frame: US8181466[P]. 2011-02-10.

[3] 洪杰, 马艳红, 张大义. 航空燃气轮机总体结构设计与动力学分析[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2014.

[4] 马艳红, 曹冲, 李鑫, 等. 涡轴发动机涡轮级间支承结构设计关键技术[J]. 航空发动机, 2014, 40(4): 34-40.
MA Yanhong, CAO Chong, LI Xin, et al. Key design technology of mid turbine frame for turbo-shaft engine[J]. Aeroengine, 2014, 40(4): 34-40. (in Chinese)

[5] GUPTA K, GUPTA K D, ATHRE K. Unbalance response of a dual rotor system: theory and experiment[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 1993, 115(4): 427-435.

[6] VILLA C, SINOU J J, THOUVEREZ F. Stability and vibration analysis of a complex flexible rotor bearing system[J]. Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation, 2008, 13(4): 804-821.

[7] CHIANG H W D, HSU C N, TU S H. Rotor-bearing analysis for turbomachinery single-and dual-rotor systems[J]. Journal of Propulsion and Power, 2004, 20(6): 1096-1104.

[8] 邓四二, 贺凤祥, 杨海生, 等. 航空发动机双转子-滚动轴承耦合系统的动力特性分析[J]. 航空动力学报, 2010, 25(10): 2386-2395.
DENG Sier, HE Fengxiang, YANG Haisheng, et al. Dynamic characteristics analysis of aero-engine double rotor-rolling bearing coupling system[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(10): 2386-2395. (in Chinese)

[9] 罗贵火, 周海仑, 王飞, 等. 含滚动轴承的同向和反向旋转双转子系统动力学响应[J]. 航空动力学报, 2012, 27(8): 1887-1894.
LUO Guihuo, ZHOU Hailun, WANG Fei, et al. Dynamic response of co-rotating and counter-rotating dual-rotor system supported on ball bearing[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(8): 1887-1894. (in Chinese)

[10] 陈果. 双转子航空发动机整机振动建模与分析[J]. 振动工程学报, 2011, 24(6): 619-632.
CHEN Guo. Vibration modeling and analysis for dual-rotor aero-engine[J]. Journal of Vibration Engineering, 2011, 24(6): 619-632. (in Chinese)

[11] 陈果. 航空发动机整机振动耦合动力学模型及其验证[J].

航空动力学报,2012,27(2):241-254.

CHEN Guo. A coupling dynamic model for whole aero-engine vibration and its verification[J]. Journal of Aerospace Power,2012,27(2):241-254. (in Chinese)

[12] 章健,张大义,王永锋,等. 共用支承-转子结构系统振动耦合特性分析[J]. 北京航空航天大学学报,2019,45(9):1902-1910.

ZHANG Jian,ZHANG Dayi,WANG Yongfeng,et al. Vibration coupling characteristics analysis of shared support-rotor structure system[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics,2019,45(9):1902-1910. (in Chinese)

[13] 洪杰,杨振川,王永峰,等. 航空发动机承力结构隔振设计方法及试验[J]. 北京航空航天大学学报,2019,45(1):10-17.

HONG Jie,YANG Zhenchuan,WANG Yongfeng,et al. Vibration isolation design method and experiment of aero-engine supporting structure[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics,2019,45(1):10-17. (in Chinese)

[14] 马艳红,曹冲,李鑫,等. 航空发动机承力系统结构效率评估方法[J]. 航空动力学报,2016,31(2):274-281.

MA Yanhong,CAO Chong,LI Xin,et al. Assessment method of structural efficiency on bearing system in aero-engine[J]. Journal of Aerospace Power,2016,31(2):274-281. (in Chinese)

[15] 晏砺堂. 结构系统动力特性分析[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,1989.

[16] 朱梓根. 航空涡轴、涡桨发动机转子系统设计准则[M]. 北京:中国航空工业出版社,2000.

[17] 李昌,胡明用,韩兴,等. 高速滚动轴承-转子系统非线性动力特性分析[J]. 机械设计与制造,2019,27(12):75-80.

LI Chang,HU Mingyong,HAN Xing,et al. Nonlinear dynamic characteristics analysis of high-speed rolling bearing-rotor system[J]. Mechanical Design and Manufacturing,2019,27(12):75-80. (in Chinese)

(编辑:李岩梅、王碧琚)