

不对中齿轮联轴器-轴承-转子系统动力特性

张国渊¹, 梁茂檀¹, 郭进兴², 牛晓轍²

(1. 西安电子科技大学 机电工程学院, 西安 710071;

2. 中国航天科技集团有限公司 西安航天动力研究所, 西安 710100)

摘 要: 为适应液体火箭发动机高速涡轮泵模拟运转需求,内啮合齿轮联轴器被设计作为涡轮快速启动过程运动传递的核心零部件;实际中联轴器前后两轴的不对中程度对试验转子动态性能产生了极大影响。构建了此类特定工程应用的内啮合齿轮联轴器刚度阻尼计算模型、多种不对中工况的表征方法及其附加力与力矩的求解模型、考虑不对中因素的联轴器-滚动轴承-双转子动力学分析模型,耦合上述模型数值求解得到了不对中参数对试验转子动力学性能的影响规律,包括临界转速、振动响应等,与文献对比完成了模型验证。结果表明:构建模型的动态响应误差小于 15%;缩短联轴器和提高涡轮和试验转子同轴对中量可较好地降低系统的动力响应值,可有效地降低转子碰磨故障现象的产生,且其对双转子系统临界转速的影响较小,研究将为高速涡轮泵的设计和运行提供理论和试验参考。

关 键 词: 齿轮联轴器; 不对中; 转子动力学; 临界转速; 振动响应

中图分类号: V231.96; TH113

文献标志码: A

Dynamic characteristics of misaligned gear coupling-bearing-rotor system

ZHANG Guoyuan¹, LIANG Maotan¹, GUO Jinxing², NIU Xiaozhe²

(1. School of Mechano-Electronic Engineering, Xidian University, Xi'an 710071, China;

2. Xi'an Aerospace Propulsion Institute,

China Aerospace Science and Technology Corporation, Xi'an 710100, China)

Abstract: For meeting the requirement of the simulated operation of a high-speed turbopump in liquid rocket engine, an internal gear coupling was designed as the key component to transfer the motion during the fast start-up stage. The misalignment of the center axis between the turbo rotor and the test rotor had a significant impact on the dynamics performance of the test rotor. The stiffness and damping theoretical model of the internal gear coupling, the model for solving additional forces and moments of the gear coupling under various misalignment conditions, and the dynamic model considering the misalignment factor for double rotor system coupling the gear coupling and the rolling bearing were proposed. The influences of the misalignment parameters on the dynamic performance (critical speed and vibration response) of the test rotor were obtained by numerical solution of the above coupled models, and the model verification was completed by comparing with the literature. The results showed the vibration response error between the proposed model and literature was less than 15%, and shortening the gear coupling length and increasing the cen-

收稿日期: 2021-01-13

基金项目: 国家自然科学基金(52075407, 51575418); 陕西省自然科学基金(2019JM-034)

作者简介: 张国渊(1979—),男,副教授、博士生导师,博士,主要从事轴承转子动力学、设计方法研究。

引用格式: 张国渊,梁茂檀,郭进兴,等. 不对中齿轮联轴器-轴承-转子系统动力特性[J]. 航空动力学报, 2022, 37(2): 225-234.

ZHANG Guoyuan, LIANG Maotan, GUO Jinxing, et al. Dynamic characteristics of misaligned gear coupling-bearing-rotor system[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(2): 225-234.

ter axis alignment can reduce effectively the dynamic response of the rotor system, and had little effect on the critical speed of the double rotor system. The research results provide a theoretical and experimental reference for the design and safe operation of high-speed turbopump.

Key words: gear coupling; misalignment; rotor dynamics; critical speed; vibration response

低温推进系统高速涡轮泵朝着高速、高压及瞬态起动等极端工况下发展,涡轮转子系统与模拟试验系统之间一般设计为内齿轮联轴器。齿轮联轴器作为一类刚性联轴器,可实现从原动件运动到传动件或者执行件的运动和功率的传递,一般具有较好的不对中适应性,已较广泛地应用在需要较强转扭、结构尺寸较大、抗冲击等场合,如减速机、涡轮泵、汽轮机、船舶传动系统等。对于高速、轻载工况,不对中是导致联轴器及其系统故障的主要因素,一组国外统计数据显示不对中故障占旋转机械系统总故障的 60% 以上^[1];不对中因素的来源也较为广泛,如结构限制、制造及安装误差、运转磨损以及轴承不同心等。对于本文所研究模拟试验系统,现有的试验运行结果也表明联轴器的不对中诱发了转子系统的振动超标,造成转子的碰磨,如图 1 所示为试验转子出现碰磨及啃轴的试验照片。

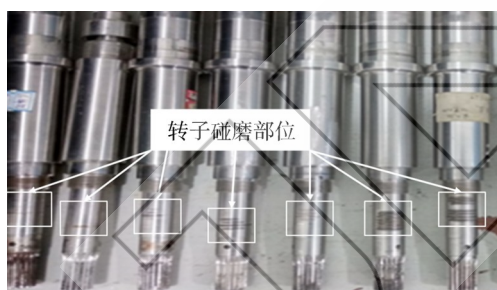


图 1 转子磨损及啃轴现象

Fig.1 Phenomenon of rotor wear and damage

现场拆解后对此类故障的初步分析认为,齿轮联轴器的不对中状态及联轴器本身的内摩擦和内阻尼会引起系统出现较大的自激振动,进而出现碰磨。此现象在国内外其他行业或者齿轮联轴器的应用中也出现过,研究学者对其建模及表现特征也开展了一些研究。

最早对于齿轮联轴器的内摩擦或内阻尼会激发系统的自激振动的研究,多以添加刚度或阻尼的方法定性地获取转子系统的动力稳定性。如山内进吾等^[2]对鼓形齿联轴器进行了力和静刚度分析;在对齿轮联轴器连接轴系的横向自激振动研

究中,主要将齿面之间的摩擦分别用等效黏性阻尼系数和干摩擦两种模型来模化,忽略了不同方向摩擦的影响,也未对动态变形进行考虑。Marmol^[3]针对直齿联轴器及其转子系统,开展了稳定性研究,其执行过程将联轴器处理作为整体系统中的零部件,用外部构件等效的刚度和阻尼系数来模化齿轮联轴器的动力学特性,是一个较为实用的简化模型,并未构建完整的联轴器转子及轴承系统动力学。近些年来,研究主要偏向于分析联轴器不对中产生的接触、力等系统动力学性能的影响,如 Redmond^[4]的研究表明了不对中联轴器对系统静态、动态及运动特性具有显著影响;Guo 等^[5]提出了基于接触模型的齿轮联轴器接触和载荷等静态特性计算方法,研究指出耦合载荷主要是由于齿接触破坏和轴向运动引起的滑动摩擦引起,其对系统动力特性有负面影响。Tuckmantel 等^[6]提出联轴节在不对中时力和力矩计算方法,并指出不对中会加剧系统的谐波分量的产生。在国内,李明等^[7-8]构建了压缩机对象下的齿轮联轴器附加力模型以及开展了轴承-转子-齿轮联轴器系统的振动研究,定性结果表明设计轴承-转子-齿轮联轴器系统时必须考虑联轴器的影响。赵广等^[9-10]发展了齿式联轴节不对中故障的转子-轴承系统的有限元分析模型,建立了系统整体动力学方程,获得了不对中量和稳态响应特性之间的量化关系。廖仲坤等^[11]建立了包含联轴器的三支点转子动力模型,分析了刚度对系统不对中的影响,啮合刚度主要表现为转角刚度。陈曦等^[12]的研究表明,联轴器连接处的横向和转角刚度的变化会对系统的临界转速以及不平衡响应有一定的影响。韩清凯等^[13]、万召等^[14]总结了不对中建模方法和有关动力学特性的相关研究,建立了不对中问题的转子系统动力学模型并进行了动力特性分析;也比较分析了转子-轴承系统在考虑联轴器不对中前后的动力响应和稳定性,指出不对中对系统存在不利影响,应予以重视。在试验研究方面,Palazzolo 等^[15]、沈润杰等^[16]、胡航领等^[17]采用试验方法得到了联轴器啮合传动过程的齿面摩擦

因数及附加力,研究结果表明联轴器的不对中对传动的速度、齿摩擦、接触的压力、润滑效果等均有一定的影响。

已有的这些研究进展大多针对特定的背景对象,构建理论模型分析单转子系统动力学性能,或者将齿轮联轴器本体作为独立变量进行,对不对中的处理主要通过齿轮模型反映。而实际中不对中的表现更多的是相连接的双转子系统本身所具有的特性,为此本文在研究中将构建面向实际工程对象的齿轮刚度阻尼模型、不对中模型、齿轮-轴承转子动力学模型,耦合求解,分析双转子系统在联轴器下的整体动力学性能;分析临界特性及动力学响应;并通过不同长度联轴器试验结果,对提出的模型及耦合求解过程进行验证,研究对于高速涡轮泵模拟系统的可靠性和准确性提供重要的理论和试验基础。

1 理论基础

1.1 齿轮联轴器刚度阻尼模型

采用等效刚度系数和阻尼系数来模化齿轮联轴器产生的力,其中刚度系数与齿对的刚度有关,阻尼系数采用能量等效的方法用等效黏性阻尼系数来表示。图2所示为齿轮联轴器刚度阻尼定义示意图。图中轴承转子系统坐标系为 XOY ,齿轮联轴器刚度阻尼所在的坐标系 xOy , K_1 、 K_α 、 C_1 和 C_α 分别为联轴器的横向刚度、转角刚度、横向阻尼和转角阻尼, Ω 为转子系统转速。

1.1.1 联轴器横向刚度

横向刚度反映了齿轮联轴器在运转过程中的啮合力与内外花键轴心线的相对横向位移关系,横向刚度 K_1 ,由文献[18]可知:

$$F_v = \frac{nk}{2} \cdot v \quad (1)$$

式中 F_v 为对应 v 方向的齿轮力分量,下标 v 为对应的 x, y 方向; v 为 x 和 y 方向的位移; n 为齿数; k 为齿对刚度。故横向刚度为

$$K_1 = \frac{nk}{2} \quad (2)$$

1.1.2 联轴器转角刚度

转角刚度反映了齿轮联轴器外拟合齿相对内拟合齿轮轴心线绕 x 轴和 y 轴的相对转角与所受的转动力矩之间的关系如下^[18]:

$$M_v = \sum_{j=1}^n \int_{-b/2}^{b/2} r dF_v = \frac{nb^2k}{24} \cdot \alpha_v \quad (3)$$

式中 M_v 为对应方向的拟合力产生力矩; r 为作用

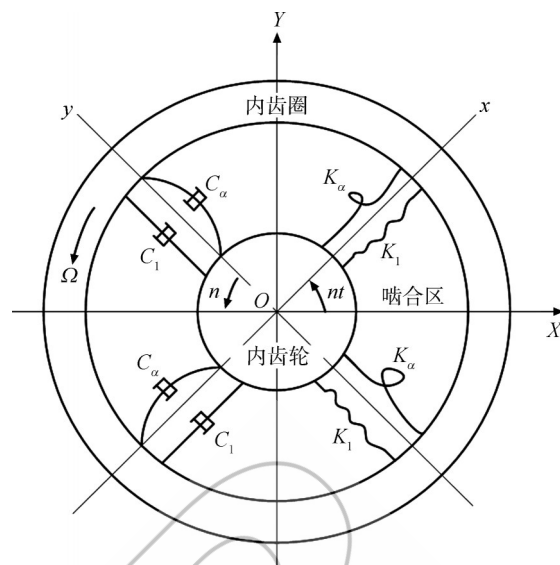


图2 齿轮联轴器的刚度阻尼

Fig.2 Stiffness and damping of gear coupling

的半径; b 为齿轮的宽度; α_v 为相对转角。因此转角刚度为

$$K_\alpha = \frac{nb^2k}{24} \quad (4)$$

1.1.3 联轴器阻尼系数

齿轮联轴器的阻尼效应来自于齿轮啮合过程中的摩擦因素,由啮合周期内的库仑阻尼耗散的能量可以等效得到阻尼系数。当内外齿轮轴承存在相对横向位移时,在一个周期内, n 个啮合齿对消耗的能量可写为^[19]

$$E_{nl} = \sum_{i=1}^n E_{il} = \frac{4\mu\delta_0 T}{r \cos^2 \varphi} \quad (5)$$

式中 E_{il} 为单个啮合齿消耗能量, T 为联轴器扭矩, μ 为摩擦因数, δ_0 为内外啮合齿的横向位移; r 同上,为等效力的作用半径; φ 为等效集中力的啮合角。

横向等效阻尼 C_1 一个周期内消耗的能量写为^[19]

$$E_{cl} = 2\pi C_1 \omega \delta_0^2 \quad (6)$$

式中 ω 为转速与一阶固有频率之差的绝对值。由能量守恒,联立式(5)和式(6),可得横向等效阻尼为

$$C_1 = \frac{2\mu T}{r\pi\omega\delta_0 \cos^2 \varphi} \quad (7)$$

类似地,当联轴器内外轴线之间存在转角位移 α_0 时,啮合角为 φ ,那么一个周期内 n 个啮合齿所消耗的总能量 E_{na} 为

$$E_{na} = \sum_{i=1}^n E_{ia} = \frac{\mu\alpha_0 b T}{r \cos^2 \varphi} \quad (8)$$

同理,等效黏性转角阻尼在一个周期内消耗的总能量仍可由式定义,即

$$E_{ca} = 2\pi C_a \omega \alpha_0^2 \quad (9)$$

由能量守恒,式(8)和式(9)可联立得到

$$C_a = \frac{\mu b T}{2\pi \omega \alpha_0 \cos^2 \varphi} \quad (10)$$

结合图 2 所示的齿轮联轴器的刚度阻尼,当转子以转速 Ω 旋转时,对应的上述刚度阻尼所在的坐标系 xoy 转换到轴承转子系统定义的坐标系 XOY 后,其完整的刚度阻尼阵可表示为如下形式:

$$K = \begin{bmatrix} K_1 & \Omega K_1 & 0 & 0 \\ -\Omega K_1 & K_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_a & \Omega K_a \\ 0 & 0 & -\Omega K_a & K_a \end{bmatrix};$$

表 1 齿轮联轴器的刚度阻尼系数

Table 1 Stiffness and damping coefficient of gear coupling

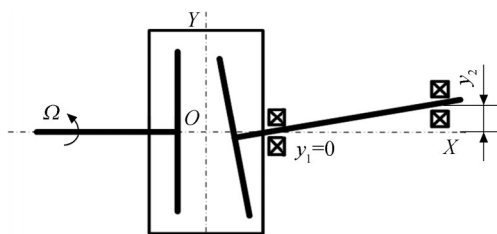
齿轮宽 b/mm	齿对刚度 $k/(\text{GN/m})$	横向刚度 $K_1/(\text{GN/m})$	转角刚度 $K_a/(\text{MN/m})$	横向阻尼 $C_1/(\text{N}/(\text{m/s}))$	转角阻尼 $C_a/(\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad/s})$
35	0.530	4.770	0.487	155.65	0.078
45	0.749	6.741	1.138	102.2	0.0012

1.2 联轴器不对中模型

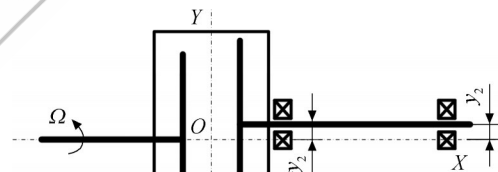
本节分析联轴器不对中性对系统动态特性的影响,构建如图 3 所示的 3 类不对中的模型进行分析;分别为倾斜、平行以及倾斜-平行均存在的不对中情况(左侧为涡轮转子示意、右侧为试验转子示意)。

联轴器工作过程中扭矩作用下啮合齿套上的作用力和力矩可表示为^[21]

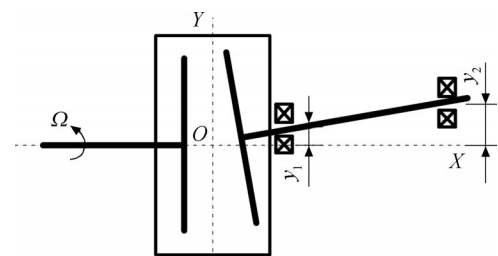
$$\begin{cases} M_Y = T_q \sin(\phi_a) \cos(\phi_p) + T_q \sin(\phi_a) \cos(\phi_p) \\ M_Z = -T_q \sin(\theta_a) \cos(\theta_p) + T_q \sin(\theta_p) \cos(\theta_a) \\ F_Y = M_Y / L_z \\ F_Z = M_Z / L_z \end{cases} \quad (12)$$



(a) 倾斜不对中



(b) 平行不对中



(c) 倾斜及平行不对中

图 3 不对中的模型

Fig.3 Misalignment model

式中 T_q 为联轴器传递的转矩; ϕ_a 、 ϕ_p 、 θ_a 、 θ_p 分别表示倾斜和平行不对中情况下的夹角,具体为

$$C = \begin{bmatrix} C_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C_a & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_a \end{bmatrix} \quad (11)$$

本文后续分析的实际工程用齿轮联轴器主要参数如下:齿对数为 18,齿轮分度圆半径为 18 mm;横向和转角位移设定为 1 mm 和 1° ;啮合角为 30° ;摩擦因数为 0.15,负载扭矩为 $20 \text{ N}\cdot\text{m}$ (涡轮输出功率为 65 kW);系统的一阶临界转速为 2 145 Hz,工作转速为 30 000 r/min。单对齿刚度计算参考文献[20],得到的齿轮联轴器刚度阻尼结果如下表 1 所示;该结果将被施加在完整动力学模型中对应的联轴器节点处,以表征齿轮啮合产生的刚度和阻尼效应。

$$\begin{cases} \theta_a = \sin^{-1}\left(\frac{z_2 - z_1}{L_x}\right), \phi_a = \sin^{-1}\left(\frac{y_2 - y_1}{L_x}\right) \\ \theta_p = \sin^{-1}\left(\frac{z_1}{L_z}\right), \phi_p = \sin^{-1}\left(\frac{y_1}{L_z}\right) \end{cases} \quad (13)$$

对应的 z_1, z_2 和 y_1, y_2 参看图4不对中情况下的特征参数定义示意图,分别为转子两端的不对中量在 Z 和 Y 方向的分量(描述如图3中所示的不对中情况)。

齿轮联轴器在图4所示的不对中情况下,可以计算不对中后产生的附加力和力矩分别表示为,具体为

$$\begin{cases} F_{Yc} = \frac{12EI(y_1 - \phi_a L_z/2)}{L_z^3} \\ F_{Zc} = \frac{12EI(z_1 - \theta_a L_z/2)}{L_z^3} \end{cases} \quad (14)$$

$$\begin{cases} M_{Yc} = \frac{6EI(y_1 - 2\phi_a L_z/3)}{L_z^2} \\ M_{Zc} = \frac{6EI(z_1 - 2\theta_a L_z/3)}{L_z^2} \end{cases} \quad (15)$$

式(14)和式(15)中, E 和 I 分别为试验转子弹性模量和惯性矩。

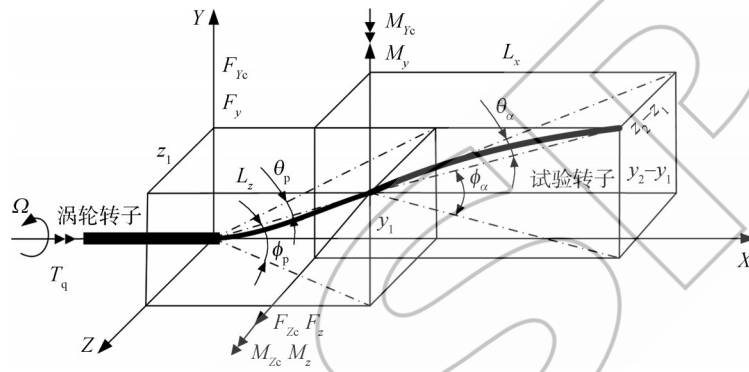


图4 不对中特征参数定义

Fig.4 Misalignment feature parameter definition

1.3 考虑联轴器不对中的联轴器-滚动轴承-双转子动力分析模型

针对上述的不对中的齿轮联轴器-滚动轴承-转子系统构建动力学模型,求解在不同不对中情况下的动力响应。动力学模型的坐标示意图见图5所示。

由图5所示坐标系,构建双转子系统的动力学模型,可写为如下形式:

$$M\ddot{Q} + C\dot{Q} + KQ = F_c + F_e \quad (16)$$

$$\begin{bmatrix} M_X & 0 & 0 \\ 0 & M_{r+d} & 0 \\ 0 & 0 & M_{r+d} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{X} \\ \ddot{Y} \\ \ddot{Z} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & G_{r+d} & 0 \\ -G_{r+d} & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \\ \dot{Z} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_X & 0 & 0 \\ 0 & K_r & 0 \\ 0 & 0 & K_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X \\ Y \\ Z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{Xc} \\ F_{Yc} \\ F_{Zc} \end{bmatrix} \quad (17)$$

式中下标 X 表示轴向方向;下标 r 和 d 表示转子和转轴上模化的盘。 M, G, K 分别为质量、陀螺力矩及刚度阵; X, Y, Z 分别表示的自由度如下: $X = \{q_1, q_2\}$; $Y = \{q_3, q_4, q_5, q_6\}$; $Z = \{q_7, q_8, q_9, q_{10}\}$;对应的自由度见图5所示,其中 q_1, q_2 为转子段两端节点在 X 方向的位移; q_3, q_4, q_5, q_6 为节点在 Z 方向的位移和旋转角度; q_7, q_8, q_9, q_{10} 为节点在 Y 方向的位移和旋转角度。 F_{Xc}, F_{Yc}, F_{Zc} 分别表示

式中矩阵 M, C, G, K 分别为耦合的转子系统质量、阻尼、陀螺力矩以及刚度矩阵。 F_c 和 F_e 分别为齿轮联轴器引起的附加力(力矩)和系统外载荷或不平衡激励力(力矩)。 Q 为转子各向自由度,本文主要为弯曲和振动位移。结合图3所示的不对中的情况,对于滚动轴承支撑的双平衡转子仅存在联轴器不对中情况下,上述动力学模型可进一步地详细表达为:

在三个方向所受到的联轴器耦合集中力或者力矩,其中 F_{Xc} 和 M_{Xc} 为0;其他分别为 F_{Yc}, M_{Yc} 和 F_{Zc}, M_{Zc} ,由式(14)和式(15)得到。联轴器的连接节点处施加耦合公式(11)所计算得到联轴器产生的附加刚度阻尼阵。本文计算所采用的滚动轴承的主刚度为 1×10^9 N/m,交叉刚度和轴承阻尼忽略不计^[22]。

综上,具体的计算流程图如图6所示,在联合求解各模型后可得到不同不对中情况下的动力学

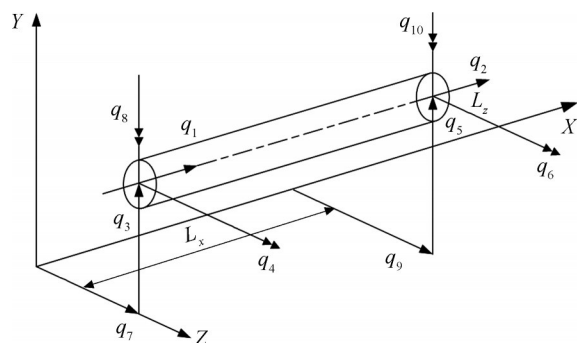


图5 转子动力学坐标系

Fig.5 Coordinate of rotor dynamics

特性。

2 算例验证

本文采用文献[21]中算例对提出的方法及模型进行试算,以验证其正确性。文献[21]模型如图7所示;本文对联轴器产生的不对中情况通过改变模化模型中的不对中量参数来实现,可分别计算倾斜不对中(图3(a))、平行不对中(图3(b))以及倾斜和平行不对中(图3(c))同时存在的情况。轴上盘通过集中质量来模化,文献中对应的测点在本文中也为具体的模化节点。在联轴器部分施加了对应计算得到的耦合力和力矩;计算过程中在相同的位置施加了相同的不平衡量,四种情况下的计算结果与文献的对比情况见图8所示。图8(a)~图8(d)分别表示完全对中、不对中情况1($z_2 - z_1 = 1.0$ mm)、不对中情况2($z_2 - z_1 =$

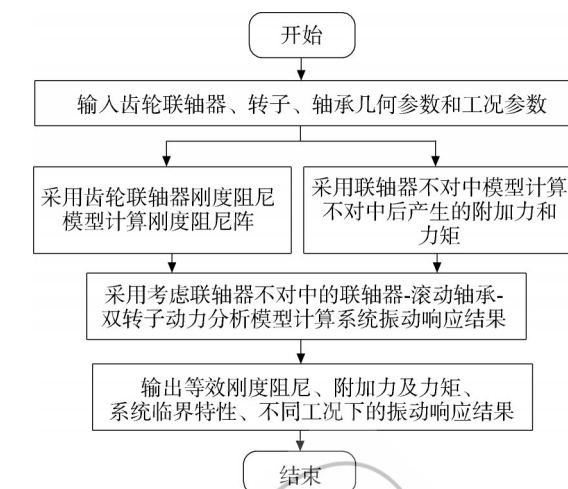


图6 不对中联轴器-轴承-双转子响应计算流程图

Fig.6 Flow chart for calculating response of misalignment coupling-bearing-double rotor system

2.0 mm)和不对中情况3($y_2 - y_1 = 2.0$ mm)。

同时文献[21]中临界转速 ω_0 测试值为3 000 r/min,本文计算结果为2 967 r/min,误差小于1%。如图8所示,转速在 $0.9 \sim 1.1\omega_0$ (即2 700~3 300 r/min)振动响应处在共振区域,响应值取值受转速的影响敏感,结果稍偏大。在不同转速下,本文计算结果与文献试验结果的误差(为本文结果与文献结果的差值除以文献结果的绝对值),最大误差为15%,表明本研究构建的分析联轴器不对中情况的转子模型及其不对中模型及其耦合力和力矩作用处理方式的正确性。

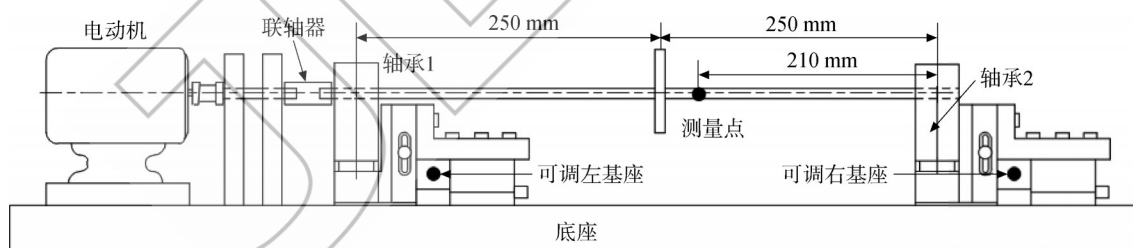
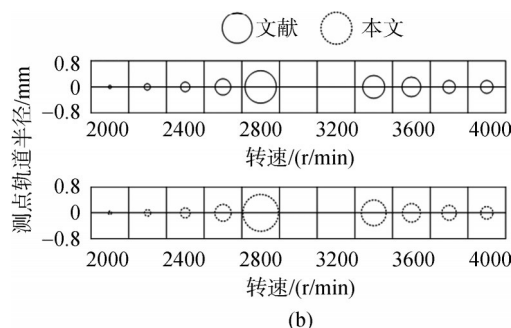
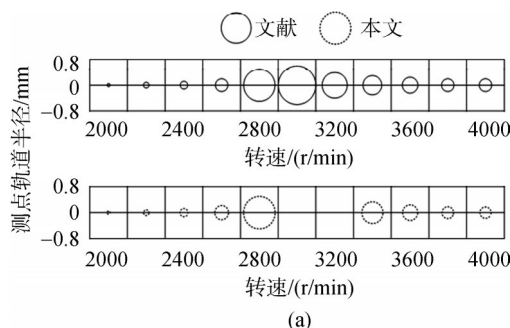


图7 文献[21]模型及试验台

Fig.7 Reference [21] model and test bench



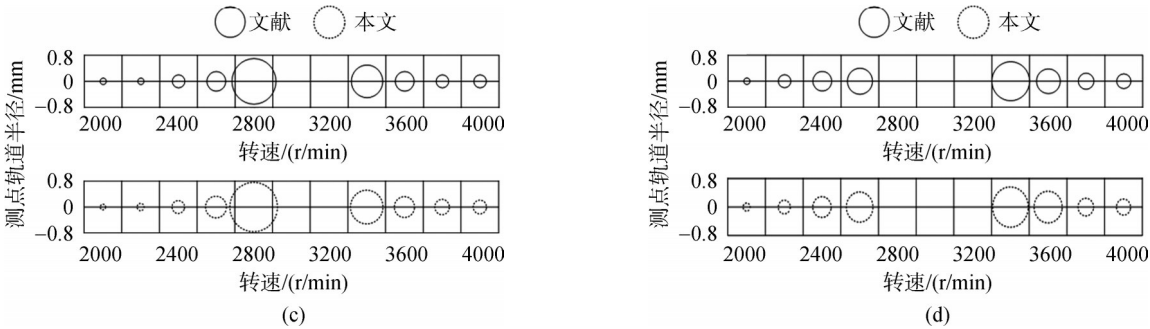


图 8 计算结果与文献[21]对比

Fig.8 Comparison of the calculation results and reference [21]

3 计算实例

某试验双转子(涡轮转子和试验转子)系统模型如图 9 所示,图中也给出了模化后的转子及节点(共 30 节点)。涡轮和试验转子支撑轴承为陶瓷轴承 7005 和 7008,工作转速为 30 000 r/min。齿轮联轴器的主要参数为模数 1,齿数为 18,啮合角为 30°,分度圆直径为 18 mm,长度分别为 108 mm 和 168 mm(结合实际安装空间的最长和最短尺寸)。试验转子长为 378 mm、轴承间跨距为 138 mm;涡轮转子长为 255 mm、轴承间跨距为 105 mm。

3.1 联轴器不对中模型

试验转子系统外载荷施加条件(模拟实际运行工况所受的极限工况)为:节点 3 处承受外径向载荷为 4.5 kN,轴向力为 6 kN;在 13 号节点处加以不同的不平衡量来模拟实际工作条件下转子不对中情况。图 10 所示为不同联轴器长度下的整个双转子系统的 Campbell 图,结合图 10,表 2 给出了联轴器长度对模态影响结果。从表中数据可以明显地看出,较短的联轴器对转子系统的固有频率有显著的提高;同时结果也表明在工作转速为 30 000 r/min 时,整个双转子系统能够较好地避开共振区域。

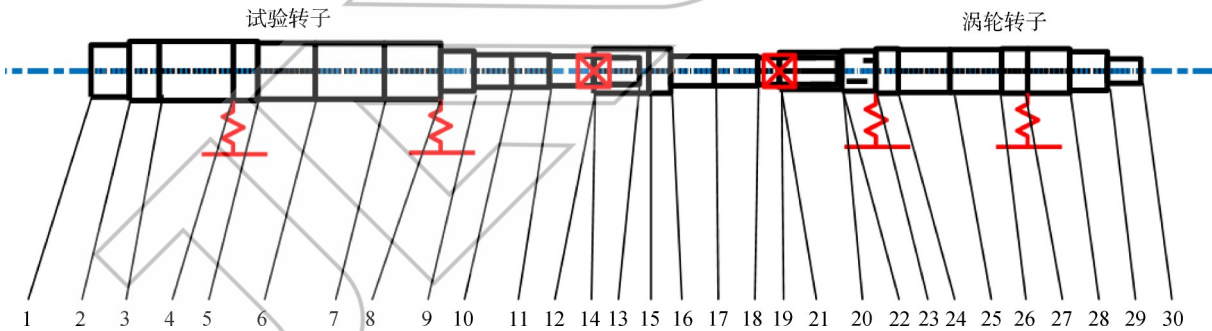


图 9 某试验系统双转子模化模型

Fig.9 Double rotor parameter model of an experimental system

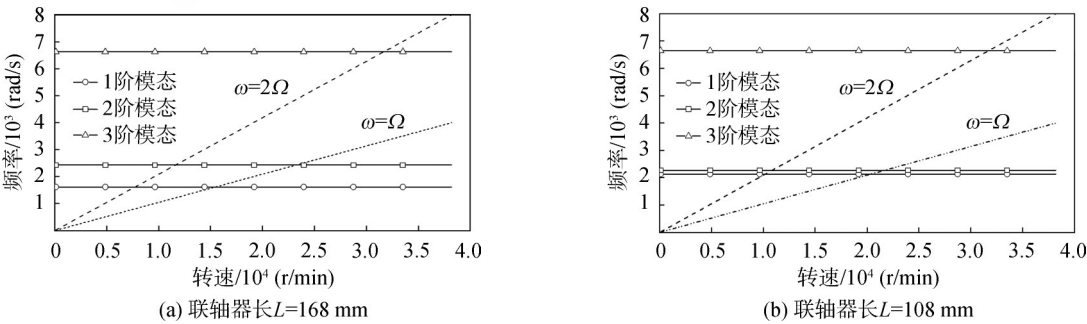


图 10 整个转子系统的 Campbell 图

Fig.10 Campbell diagram of the rotor system

表 2 联轴器长度对模态影响结果
Table 2 Effect of coupling length on modal

阶数	固有频率/(r/min)	
	联轴器长 $L=168$ mm	联轴器长 $L=108$ mm
1	15 509	20 485
2	23 543	22 946
3	63 784	63 922
4	96 397	96 398

3.2 双转子系统振动响应分析

3.2.1 系统升速过程中的振动响应

齿轮联轴器(长为 108 mm)-转子系统振动响应随转速变化曲线如图 11~图 12 所示,分别为节点 10 和 11(对应图 1 所示最可能出现碰磨的位置)在升速过程中的振动响应结果。本文分析中以实际的振动量(即 10 和 11 节点的响应值)与转子及壳体之间的间隙进行对比来判断碰磨;并未在计算过程中直接对碰磨特性进行建模,即计算模型中没有考虑碰磨的效应;计算实例对象的试验系统中转子发生碰磨的位置处,转子与壳体间的设计间隙范围为 40~60 μm ,所以当转子 10 和 11 号节点振动值超出 40 μm 时,均有可能发生碰磨。

从图 11 和图 12 中可见,在达到工作转速的升速过程中,系统的前两阶临界转速,约为 20 485 和 22 946 r/min;在工作转速为 30 000 r/min 时,不

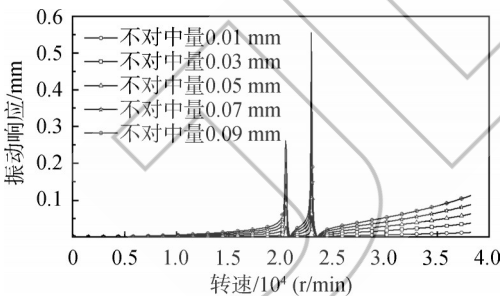


图 11 节点 10 的响应
Fig.11 Response of node 10

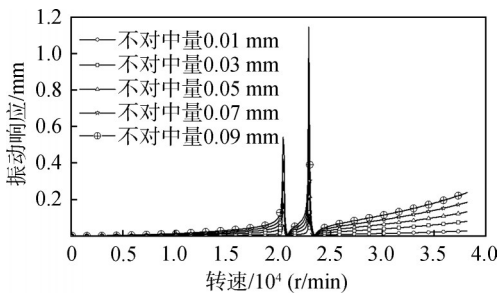


图 12 节点 11 的响应
Fig.12 Response of node 11

对中量为 0.05 mm 时的节点 10 和 11 响应结果为 0.029 和 0.063 mm。

3.2.2 不同长度联轴器对响应的影响分析

表 3 和表 4 为不同长度联轴器关键节点 10、11、12、13(对应图 1 中碰磨及啃轴出现的全部位置)在转速为 30 000 r/min 时不同的不对中量(对中情况为平行不对中,如图 3(b)所示,不对中量 $y_1=y_2$)下的振动响应结果。从表中数据分析可见,越靠近联轴器一侧的节点,振动响应值越大,可能出现碰磨的情况。图 13 给出了不同联轴器长度的对比结果。

综合表 3~表 4 和图 13 可见,联轴器的长度对转子系统关键节点的振动响应有一定的影响,且在较短联轴器时关键节点的振动响应有明显的下降。

特别地,较短联轴器下转子系统在节点 10 的振动响应比长联轴器下的要小 3 μm ,在节点 11 处小 6.5 μm ,节点 12 要小 13 μm ,节点 13 小 18 μm 。因此若存在联轴器不对中情况,则采用较短联轴器更有利于系统的平稳运行。同时,从图 13 的四

表 3 不同节点振动随不对中量的变化
(联轴器长 $L=108$ mm)

Table 3 Change of variation with misalignment at different nodes (coupling length $L=108$ mm)				
不对中量 Δ/mm	节点振动响应 A/mm			
	节点 10	节点 11	节点 12	节点 13
0.01	0.005 9	0.012 5	0.023	0.036
0.03	0.018	0.037 5	0.069	0.108
0.05	0.029 3	0.062 5	0.115	0.181
0.07	0.041	0.087 5	0.161	0.254
0.09	0.053	0.112 5	0.207	0.326

表 4 不同节点振动随不对中量的变化
(联轴器长 $L=168$ mm)

Table 4 Change of variation with misalignment at different nodes (coupling length $L=168$ mm)				
不对中量 Δ/mm	节点振动响应 A/mm			
	节点 10	节点 11	节点 12	节点 13
0.01	0.006	0.013	0.024	0.038
0.03	0.019	0.040	0.073	0.115
0.05	0.031	0.066	0.122	0.191
0.07	0.044	0.093	0.170	0.268
0.09	0.056	0.119	0.220	0.344

个关键节点振动幅值变化可见,联轴器不对中的情况越严重,其对转子振动幅值的影响越大;离齿轮联轴器越近的节点振动幅值受不对中的变化越敏感。

在实际的测试系统装置中,转子发生碰磨轴段与壳体间隙为 $40\sim 60\ \mu\text{m}$,所以当转子10和11号节点振动响应超出 $40\ \mu\text{m}$ 时,均有可能发生碰磨现象。结合图13所示,为避免试验转子轴与壳体的碰磨,应尽可能减小转子和联轴器连接的不对中情况,即对后续装配可提出工艺要求,结合前

述理论结果特提出不对中量(即双转子同轴不对中量)不大于 $0.03\ \text{mm}$ 的装配要求。

基于上述研究结论,实际工程中对原有联轴器进行了重新设计,现全部采用联轴器长度为 $108\ \text{mm}$,同时为降低不对中的程度,提高了涡轮转子与试验转子的同轴度,装配过程中保证两轴之间的同轴度要求在 $0.03\ \text{mm}$ 以内,目前该试验台已成功进行了20余次超高速($30\ 000\ \text{r/min}$)低温轴承试验,未发生碰磨及啃轴故障。

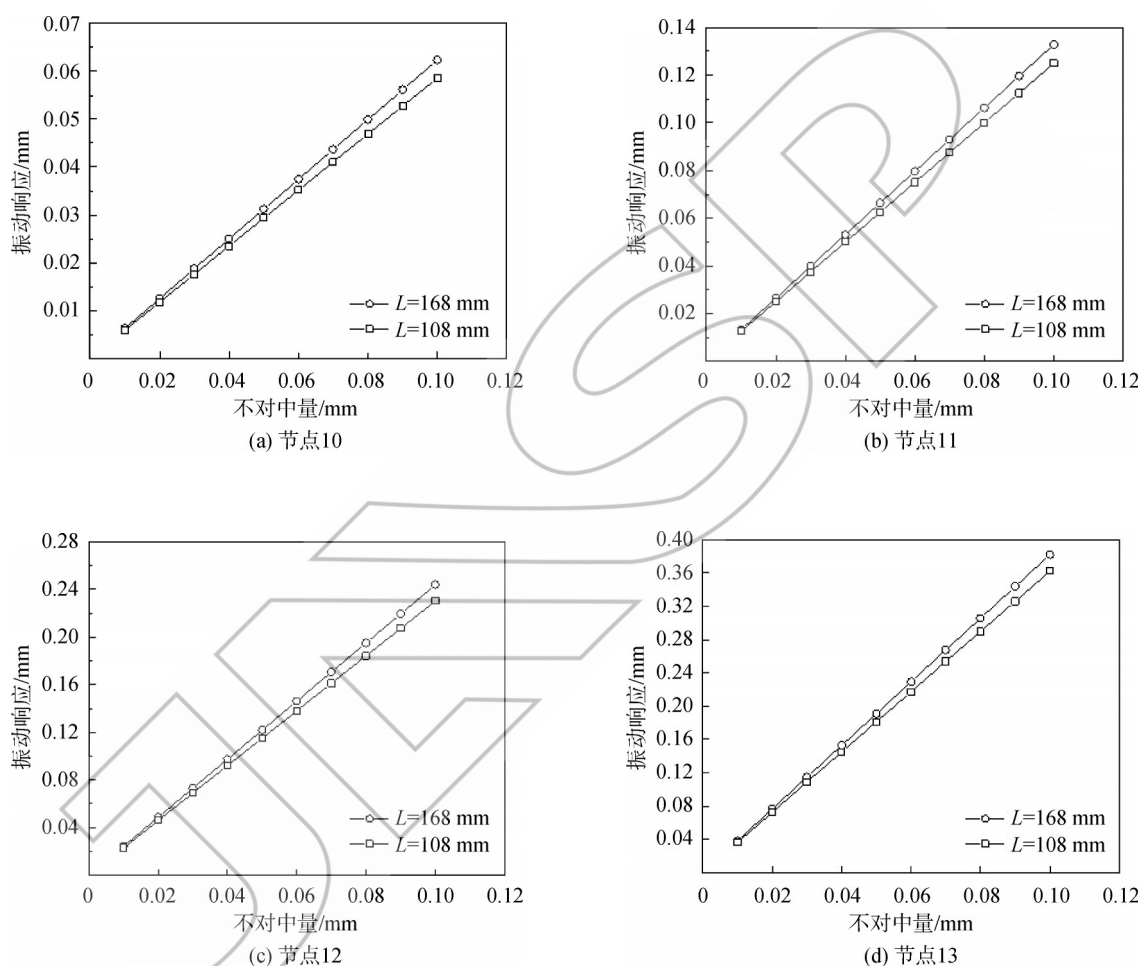


图13 节点振动响应随不对中量的变化

Fig.13 Vibration response varies with misalignment

4 结 论

论文开展了高速涡轮泵模拟试验用齿轮联轴器及其对转子系统的影响规律研究,取得主要结果如下:

1) 发展了内齿轮啮合联轴器刚度阻尼模型和不对中模型,获得了联轴器的刚度阻尼系数,给出了多种不对中情况的表征方式及其附加的力和力矩求解方法。

2) 构建了考虑不对中因素的联轴器-滚动轴承-双转子动力学分析模型,数值求解得到了不对中参数对动力学性能的影响规律,包括临界转速、振动响应等。

3) 对比已有文献,所建立的模型得到的一阶固有频率结果误差小于1%;稳态响应误差小于15%;表明了模型的正确性。

4) 对实际工程应用的一组典型工况下不同长度联轴器在不同不对中参数下的计算结果

表明,联轴器的长度减少对转子系统固有频率的影响较小,但有利于降低关键位置的振动响应结果。同时为防止啃轴现象发生,应保证装配后的联轴器同轴度小于0.03 mm。

参考文献:

- [1] MOGHE S M, MAHURE A N. Study of vibration response of coupling under misalignment condition: a review[J]. International Journal of Research in Advent Technology, 2017, 5(4): 50-53.
- [2] 山内进吾, 染谷常雄, 刘晓雨. 齿轮联轴器轴系的自激振动[J]. 齿轮, 1984, 8(6): 51-54.
- [3] MARMOL R A. Spline coupling induced nonsynchronous rotor vibrations[J]. ASME Journal of Mechanical Design, 1980, 102(1): 168-176.
- [4] REDMOND I. Study of a misaligned flexibly coupled shaft system having nonlinear bearings and cyclic coupling stiffness-Theoretical model and analysis[J]. Journal of Sound & Vibration, 2010, 329(6): 700-720.
- [5] GUO Y, LAMBERT S, WALLEN R, et al. Theoretical and experimental study on gear-coupling contact and loads considering misalignment, torque, and friction influences[J]. Mechanism & Machine Theory, 2016, 98: 242-262.
- [6] TUCKMANTEL F W D S, CAVALCA K L. Vibration signatures of a rotor-coupling-bearing system under angular misalignment[J]. Mechanism & Machine Theory, 2019, 133: 559-583.
- [7] 李明, 姜培林, 虞烈. 轴承-转子-齿轮联轴器系统的振动研究[J]. 机械工程学报, 1998, 34(3): 39-45.
LI Ming, JIANG Peilin, YU Lie. Analysis on the steady state vibration properties of rotor systems connected with misaligned gear coupling[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 1998, 34(3): 39-45. (in Chinese)
- [8] 李明, 李自刚. 联轴器不对中故障转子系统的动力学试验[J]. 振动: 测试与诊断, 2015, 35(2): 345-351.
LI Ming, LI Zigang. Theoretical and experimental study on dynamics of rotor-bearing system with the faults of coupling misalignment[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2015, 35(2): 345-351. (in Chinese)
- [9] 赵广, 刘占生, 叶建槐, 等. 转子-不对中花键联轴器系统动力学特性研究[J]. 振动与冲击, 2009, 28(3): 78-82.
ZHAO Guang, LIU Zhansheng, YE Jianhui, et al. Dynamic behavior of a rotor-misaligned spline coupling system[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(3): 78-82. (in Chinese)
- [10] 赵广, 郭嘉楠, 王晓放, 等. 转子-齿式联轴器-轴承系统不对中动力学特性[J]. 大连理工大学学报, 2011, 51(3): 338-345.
ZHAO Guang, GUO jianan, WAN Xiaofang, et al. Dynamics of rotor-gear coupling-bearing system with misalignment[J]. Journal of Dalian University of Technology, 2011, 51(3): 338-345. (in Chinese)
- [11] 廖仲坤, 陈果, 王海飞. 套齿联轴器对航空发动机振动特性的影响[J]. 中国机械工程, 2015, 26(10): 1312-1319.
LIAO Zhongkun, CHEN Guo, WANG Haifei. Effects of gear coupling on aero-engine vibration characteristics[J]. China Mechanical Engineering, 2015, 26(10): 1312-1319. (in Chinese)
- [12] 陈曦, 廖明夫, 李全坤. 带套齿联轴器的转子系统动力学特性研究[J]. 推进技术, 2015, 36(7): 1069-1077.
CHEN Xi, LIAO Mingfu, LI Quankun. Dynamic characteristics of a rotor system with a spline coupling[J]. Journal of Propulsion Technology, 2015, 36(7): 1069-1077. (in Chinese)
- [13] 韩清凯, 王美令, 赵广, 等. 转子系统不对中问题的研究进展[J]. 动力学与控制学报, 2016, 14(1): 1-13.
HAN Qingkai, WANG Meiling, ZHAO Guang, et al. A review of rotor systems with misalignment[J]. Journal of Dynamics and Control, 2016, 14(1): 1-13. (in Chinese)
- [14] 万召, 荆建平, 孟光, 等. 弹性联轴器不对中转子-轴承系统的非线性动力特性及稳定性研究[J]. 振动与冲击, 2012, 31(24): 20-25.
WAN Zhao, JING Jianping, MENG Guang, et al. Nonlinear dynamic behaviors and stability of a rotor-bearing system with flexible coupling misalignment[J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(24): 20-25. (in Chinese)
- [15] PALAZZOLO A B, LOCKE S R, MICHAEL C, et al. Gear coupling misalignment induced forces and their effects on machinery vibration [C]//Turbomachinery and Pump Symposia. College Station, US: Texas A&M University, 1992: 83-96.
- [16] 沈润杰, 梅德庆, 陈子辰, 等. 齿轮联轴器附加力建模及实验研究[J]. 浙江大学学报(工学版), 2001, 35(2): 80-84.
SHEN Runjie, MEI Deqing, CHEN Zichen, et al. Research on the modal building and experiment of the additional force of gear coupling[J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2001, 35(2): 80-84. (in Chinese)
- [17] 胡航领, 何立东, 王晨阳. 2N和N+1支撑三跨转子在三种联轴器下的振动特性实验研究[J]. 振动与冲击, 2017, 36(5): 164-168.
HU Hangling, HE Lidong, WANG Chenyang. Tests for vibration characteristics of a N-span & 2N-support rotor system and a N-span & (N+1)-support one connected with three kinds of coupling[J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(5): 164-168. (in Chinese)
- [18] 高腾, 荆建平, 梅庆, 等. 花键连接转子系统稳定性研究[J]. 噪声与振动控制, 2016, 36(2): 40-45.
GAO Teng, JING Jianping, MEI Qing, et al. Stability analysis of spline connected rotor system[J]. Noise and Vibration Control, 2016, 36(2): 40-45. (in Chinese)
- [19] 赵玫. 机械振动与噪声学[M]. 北京: 科学出版社, 2011.
- [20] 张伟社, 冯守卫. 直齿轮轮齿刚度的简化计算[J]. 现代制造工程, 2004, 3: 72-74.
ZHANG Weishe, FENG Shouwei. Simplified calculation of straight gears tooth stiffness[J]. Modern Manufacturing Engineering, 2004, 3: 72-74. (in Chinese)
- [21] LEE Y S, LEE C W. Modelling and vibration analysis of misaligned rotor-ball bearing systems[J]. Journal of Sound & Vibration, 1999, 224(1): 17-32.
- [22] 《航空发动机设计手册》总编委员会. 航空发动机设计手册第12册 传动及润滑系统[M]. 北京: 航空工业出版社, 2002.

(编辑: 张 雪)