

RV 减速器的模态仿真及实验^{*}

朱 梦¹ 张 方¹ 秦远田¹ 蒋 祺¹ 郑美珠²

(1. 南京航空航天大学振动工程研究中心 南京 210001; 2. 昆山光腾智能机械有限公司 昆山 215300)

摘 要: RV 减速器是工业机器人的核心零件, 针对我国生产的减速器寿命短、噪声大等缺点, 研究其动态特性意义重大。模态特性是研究动态特性的基础, 是研究的第一步。论文建立有限元模型, 对 RV 减速器中的主要部件进行模态仿真, 仿真结果和实验结果相差不到 5%, 在误差范围内, 验证了仿真结果的可靠性以及有限元模型的准确性; 用 Bush 单元简化轴承, 施加约束后对整体进行模态分析, 前三阶固有频率远大于啮合频率, 说明工作状态时在外部激励下结构共振的可能性小, 为后续研究结构的动态特性提供参考。

关键词: 模态仿真; 模态实验; 啮合频率

中图分类号: TN102 **文献标识码:** A **国家标准学科分类代码:** 520.604

Modal simulation and experiment of RV reducer

Zhu Meng¹ Zhang Fang¹ Qin Yuantian¹ Jiang Qi¹ Zheng Meizhu²

(1. Vibration Engineering Research Center of Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210001, China;
2. Kunshan Quanta Machinery Co., Ltd., Kunshan 215300, China)

Abstract: RV reducer is the core part of industrial robot. It is of great significance to study the dynamic characteristics because RV reducer produced in our country has a short life and high noise. Modal characteristics are the basis and the first step of studying dynamic characteristics. This paper establishes the finite element model of the main parts and completes modal simulation. The deviation between simulation and experiment is less than 5%, which means the accuracy of the finite element model and simulation results. Simplify bearing as bush element to connect the whole structure. The first three order natural frequencies are far greater than the meshing frequency. There is no possibility of resonance in the external incentive. The whole works provide a reference for the further research of the dynamic characteristics of structure.

Keywords: modal simulation; modal experiment; meshing frequency

0 引 言

目前, 我国正在大力发展以机器人为代表的高端智能装备产业。其中, 以 RV 减速器为主的精密仪器是工业机器人的核心零部件, 且其成本占整个机器人的成本的 30%^[1]。现阶段我国生产的 RV 减速器, 工作一段时间后出现针齿磨损严重、润滑脂中大量铁屑的现象, 使用寿命短^[2], 因此对 RV 减速的传动原理、传动精度、动态特性等的研究都是十分有必要的^[3]。模态分析主要用于研究结构或者机械零部件的动力学特性^[4]。利用模态分析方法求得结构的固有频率和振型, 分析预测在内、外部激励的

作用下产生的振动响应, 可以避免结构共振现象的发生, 同时为 RV 减速器的故障诊断技术提供基础。同时, 由于结构系统的固有特性决定了结构系统对其他各种动力学载荷的响应, 模态分析是分析动态特性的基础。现阶段对结构的模态分析主要有两种方法: 1) 有限元软件仿真分析; 2) 实验。把这两种方法结合, 互相验证, 得到结构的模态特性。

1 RV 减速器啮合频率的计算

RV 减速器在传动过程中, 中心轮与行星轮(第一级啮合频率)、摆线轮与针齿(第二级啮合频率)啮合时存在

收稿日期: 2017-07

^{*} 基金项目: 国家自然科学基金(51305197)、机械结构力学及控制国家重点实验室(南京航空航天大学)自主研究课题(0115K01)项目资助

啮合频率。轮齿间的啮合频率就是在传动过程造成的振动的主频率^[5]。经过一系列的推导,第一级啮合频率 f_{m1} (Hz)、第二级啮合频率 f_{m2} 、传动比的计算公式分别为^[6]:

$$f_{m1} = Z_p \cdot Z_e \cdot f_{in} \quad (1)$$

$$f_{m1} = Z_a \cdot Z_e \cdot f_{in} \quad (2)$$

$$R = 1 + \frac{Z_s}{Z_p} \cdot Z_b \quad (3)$$

式中: Z_s 为太阳轮齿数; Z_p 为行星轮齿数; Z_a 为摆线轮齿数; Z_b 为针齿数; Z_e 为当量齿数; f_{in} 为输入轴转速,r/s。 Z_e 的计算公式为:

$$Z_e = \frac{Z_b}{R} \quad (4)$$

计算得到的啮合频率如表1所示。

表1 算例参数表

Z_s	Z_p	Z_a	Z_b
12	36	39	40
Z_e	f_{in}	f_{m1}	f_{m2}
40/121	30.25	360	390

2 主要部件的模式仿真

模态分析主要根据外力功、内力功、惯性力功、阻尼力功等功相等关系得出结构动力响应方程。再通过解耦将方程中物理坐标变换为模态坐标,以便求出系统的模态参数(固有频率和固有振型)。

有限元方法是数值方法求取复杂微分方程近似解的有效工具,它是基于变分原理的离散方法,可以很好的拟合任意形状的边界,求解精度也能得到保证。

本文计算采用的是由美国 Msc 公司开发的 Patran/Nastran 软件,Patran/Nastran,开放式、多功能的体系结构可将工程设计、工程分析、结果评估、用户化身和交互图形界面集于一身,构成一个完整 CAE 集成环境。

有限元模态仿真的步骤分为:

1)实体建模。在三维建模软件 Solidworks 中建模得到实体模型,省略对整体结构影响不大的孔、倒角等细节。

2)有限元建模。六面体单元相对于四面体单元计算精度更高,计算结果和实际模型更符合,因此,采用六面体单元来画网格。由于 RV 减速器的主要部件结构复杂,不能利用 Patran 自带的六面体网格生成法生成网格,所以将实体模型导入生成网格功能更强大的 Hypermesh,生成网格后导出 .bdf 文件。

3)Patran 前处理。将 .bdf 文件导入 Patran 中,完成材料属性、体单元属性、边界条件的设置。

4)计算分析并查看结果。提交给 Nastran 计算并查看结果。

RV 减速器主要部件及其材料参数如表2所示。

表2 主要部件材料参数表

零件名称	材料牌号	弹性模量/ (N/m ²)	密度/ (kg/m ³)	泊松比
针齿壳	HT-200	1.73×10^{11}	7 300	0.3
行星架	45	2.10×10^{11}	7 820	0.288
输出盘	45	2.10×10^{11}	7 820	0.288
摆线盘	20CrMnTi	2.10×10^{11}	7 840	0.278

3 RV 减速器主要部件模态实验

3.1 实验原理和实验装置

模态实验的原理就是,通过模态测试,获得结构的非参数模型,再通过模态参数识别方法,得到结构的模态参数。模态实验系统主要有4个组成部分:被测结构、激励系统、数据采集系统(传感器、放大器、信号采集仪)、数据分析系统。通过激励系统给被测系统激励,力(加速度)传感器接受信号,并且将信号转换成电荷(电压)信号。电荷(电压)将信号放大后,形成随时间连续变化的模拟信号。信号经过滤波,进入信号采集仪,通过采样和量化,被离散变成数字信号。此时,激励和响应的数字信号还是随时间的变化的。数字信号经过分析系统、傅里叶变换,转化成频域信号,从而得到传递函数和功率谱估计。激励系统可以给被测系统提供简谐波、冲击波形、随机波形或是任意波形的激励^[7]。

在实验中使用的激励系统是力锤,由力压感传感器、锤体、压盖等零件组成,给结构提供半正弦激励。在实验中使用的参数识别软件是 m+p Analyzer。m+p Analyzer 可以进行精确高效的振动、噪声的测量与分析。同时支持数据的导入、导出,可以应用于笔记本电脑,方便携带,不受测量场地的限制。m+p Analyzer 中有很多的测试模块,功能齐全,广泛的应用结构动态特性分析,如:时域信号通程采集、锤击法测模态、振动控制分析等。实验中用到的实验装置只要有力锤、加速度传感器、m+p Analyzer 平台。

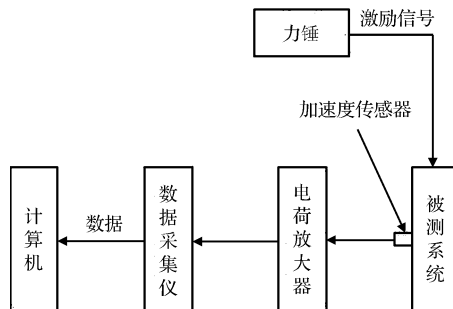


图1 模态测试系统框图

对于 n 多自由度系统,设输入信号 $f(t)$ 和输出信号 $x(t)$,系统的非线性运动方程为^[8]:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\} \quad (5)$$

式中: $[M]$ 、 $[C]$ 、 $[K]$ 分别为系统的质量矩阵、阻尼矩阵、刚度矩阵。

将公式拉氏变换后得到:

$$([M]s^2 + [C]s + [K])\{X(s)\} = \{F(s)\} \quad (6)$$

因此系统的传递函数为:

$$[H] \frac{\{X(s)\}}{\{F(s)\}} = \frac{1}{([M]s^2 + [C]s + [K])} \quad (7)$$

求解系统的特征值方程, 得到 n 个特征值分别为 $\omega_1^2, \omega_2^2, \dots, \omega_n^2$, n 个特征值向量分别为 $\{\varphi_1\}, \{\varphi_2\}, \dots, \{\varphi_n\}$ 。

$$\{\varphi_1\} = \{\varphi_{11}, \varphi_{12}, \dots, \varphi_{1n}\}^T \quad (8)$$

$$\{\varphi_2\} = \{\varphi_{21}, \varphi_{22}, \dots, \varphi_{2n}\}^T \quad (9)$$

$$\{\varphi_r\} = \{\varphi_{r1}, \varphi_{r2}, \dots, \varphi_{rn}\}^T \quad (10)$$

$$\{\varphi_n\} = \{\varphi_{n1}, \varphi_{n2}, \dots, \varphi_{nn}\}^T \quad (11)$$

$\{\varphi_1\}, \{\varphi_2\}, \dots, \{\varphi_n\}$ 若阻尼满足瑞利假设。

$$[M] = ([\varphi]^T)^{-1} \text{diag}(m_r) [\varphi] \quad (12)$$

$$[C] = ([\varphi]^T)^{-1} \text{diag}(c_r) [\varphi] \quad (13)$$

$$[K] = ([\varphi]^T)^{-1} \text{diag}(k_r) [\varphi] \quad (14)$$

带入公式得:

$$H_{ij}(\omega) = \sum_{r=1}^n \frac{\varphi_{ir} \varphi_{jr}}{k_r - m_r \omega^2} \quad (15)$$

只要求出频响函数矩阵^[9]中的任意一行或者一列, 也就求得了所有的模态参数。模态参数识别分为频域法和时域法。频域法, 将响应信号通过傅里叶变换转换为频域信号, 并采用了平均方法, 其抗噪性能较好。该方法需要同时测得激励和响应信号, 存在测量仪器多、费用较高且测点不易布置等缺点。时域法, 直接采用测量的响应信号, 不需要傅里叶变换, 避免了由于信号截断引起泄漏等方面因素对识别结果精度的影响, 在测试方面也节省了人工及仪器。但是噪声干扰对结果影响较大。

3.2 实验准备工作

模态实验中, 被测试件的支承方式十分重要, 结构在不同的约束条件下模态参数大有不同。在实际的工作条件下, 构件一定处于某种约束状态下, 通常很难模拟结构的实际约束状态。常见的支承方式主要有两种: 自由式和接地式。在这次实验过程中, 通过橡皮筋悬挂给部件自由式支承。橡皮筋的刚度很小, 几乎不会对部件的刚度造成影响, 能够做到自由式支承。

在布置传感器测点^[10]时应尽可能选择激振点或响应点。对于单输入多输出测试系统, 应该尽量多布置测点, 但是也不能同时布置太多的传感器, 因为传感器的质量会对被测系统的固有特性造成影响。同时测点最好能均匀分布, 尽量反应结构的轮廓, 这样不但可以避免漏掉某一阶固有频率^[11], 而且可以在模态分析时得到比较清楚明了的振型图。在模态分析软件中, 也要按照测点的分布情况建立模型。

以摆线盘为例, 摆线盘可以近似看做一个圆盘。m+p Analyzer 中是通过点、直线来建模的, 不可能得到圆弧, 就用六边形来代替圆。摆线盘的厚度和直径的比值比

较小, 就用平面图形来模拟摆线盘, 并布置测点。m+p Analyzer 中建立的摆线盘的几何模型如图 2 所示。

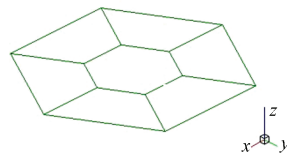


图2 m+p Analyzer 建模

3.3 实验结果及对比

各零件实验所得固有频率与仿真结果的对比如表 3 所示。

表3 主要部件仿真以及实验固有频率表

结构名称	仿真第一阶频率/Hz	实验第一阶频率/Hz	误差/%
摆线盘	1 600.8	1 552.7	3.09
输出盘	2 332.3	2 415.0	3.42
压盖	3 777.9	3 460.8	5.00
针齿壳	1 652.7	1 584.4	4.31

各零件仿真结果的对比如图 3~6 所示。

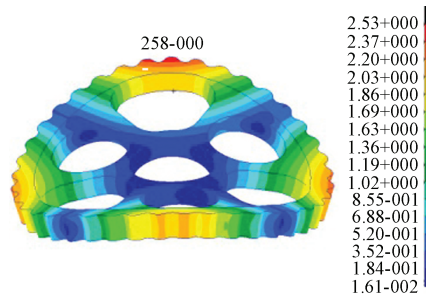


图3 摆线盘的第一阶模态

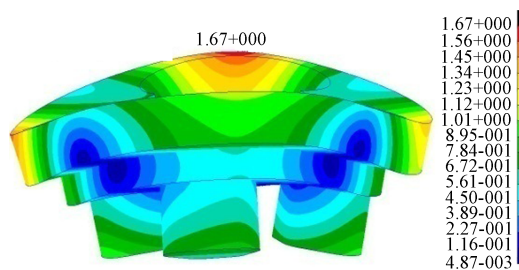


图4 输出盘的第一阶模态

从固有频率的对比表可以看出, 实验结果和仿真结果的固有频率基本一致, 误差控制在可接受的范围内。因此, 通过实验验证了有限元模型的正确性以及仿真结果的可靠性, 为接下来计算整体的模态特性做准备。分析零件的第一阶模态, 可以看出, 摆线盘主要是在 xoz 平面内产生弯曲, 在摆线轮廓边缘处变形较大; 输出盘主要是在 xoz 平面内产生弯曲, 同时带动连接压盖的 3 个支座作聚拢分开的运动; 压盘同摆线盘的主体一样, 都是一个圆盘,

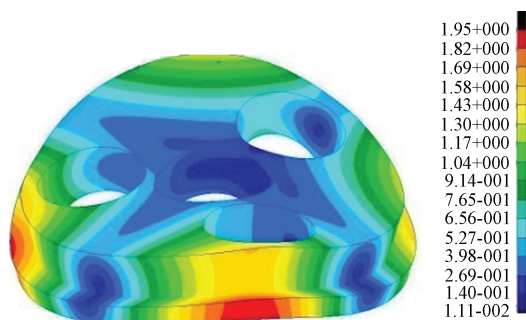


图5 压盖的第一阶模态

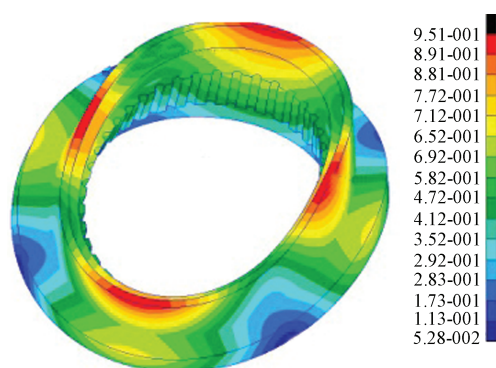


图6 针齿壳的第一阶模态

主要是在 xoz 平面内产生弯曲,在轮廓边缘处变形较大;针齿壳主要的在 xoz 平面内被拉伸,整体变形较大。

4 整体结构的模态仿真

4.1 轴承的简化

轴承^[12]主要用于支撑、固定机械旋转结构,确保结构只有轴向的旋转运动,利用滚动体降低结构在运动过程中的摩擦^[13],并保证回转精度。轴承刚度对机械结构的动力学特性有重要影响。减速器中有很多的轴承,众多的滚子给建立有限元模型增加了工作量,且滚子和内外圈之间的接触面给零件间连接造成困难,也增加了计算时间,因此在进行模态仿真时需要简化轴承。

Bush 单元^[14]是有 6 个方向弹性系数和 6 个方向阻尼系数的弹簧——阻尼单元,对于轴承的简化只考虑 Bush 单元的弹簧特性,不考虑其阻尼特性。Bush 单元的 6 个弹性系数分为 3 个平动方向和 3 个转动方向,即 U_x 、 U_y 、 U_z 、 R_x 、 R_y 、 R_z 。

边界条件如图 7 所示,图中的实心部分和空心部分为简化后轴承的内外圈,在中心处建立两个节点,将内圈外壁上的节点和中心节点建立 MPC,将外圈内壁上^[15]的节点和中心节点建立 MPC,在两单元之间建立 2D 的 bar 单元,用于建立 Bush 单元属性。将轴旋转方向的弹性系数设置为 0,其他方向暂时设为 $1e8$ 。约束 3 个相隔较远外圈节点的所有自由度,起到固定作用,在内圈上施加扭矩,进行静力计算。

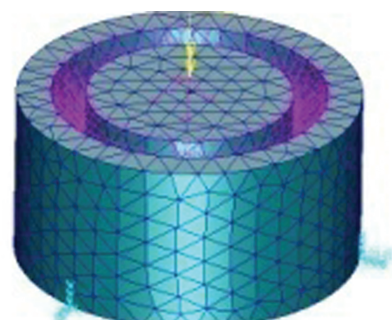


图7 轴承边界条件

从如图 8 所示轴承的位移云图中可以看出,给内圈施加扭矩时不会带动外圈的运动,保证了轴承的内外圈之间的相对运动。Bush 单元有 6 个方向的弹性系数,也能反映轴承的各向刚度,因此用 Bush 单元来简化轴承是可取的。

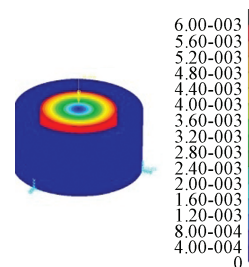


图8 轴承位移云图

4.2 各零件间的约束处理

1)输入轴:输入轴与电机相联,在进行模态分析时约束端面节点的所有自由度。

2)齿轮啮合:行星轮和中心轮分别设置接触体,采用粘接算法,设置粘接容限,将齿轮啮合处距离小于容限值的网格粘接起来。这样给建立有限元模型减少了难度,也省去了约束齿轮接触线上相同坐标节点的所有自由度的麻烦。

3)行星轮与曲柄轴:行星轮和曲柄轴靠键槽约束,没有相对运动,建模时简化为圆柱面接触。保持两者有限元网格的一致性。将两者接触面共节点处理。

4)有轴承处的连接:结构中有 3 类轴承,分别为连接轴和摆线盘间轴承、连接轴和输出盘或压盖间轴承、连接针齿壳和输出盘或压盖间轴承。将轴承处理为 Bush 单元来连接结构起到约束轴向和径向运动,传递周向运动。

5)摆线轮与针齿:工作时,两摆线轮分别和一半针齿的针齿啮合。分别将两摆线盘、各一半的针齿设置成接触体,共设置 4 个接触体,分别设置粘接算法,将啮合线处的网格粘接,约束所有自由度。

6)输出盘与压盖:建模时,保持接触面上节点的一致性,共节点处理将两者连接为一体。

7)针齿:针齿内嵌入在针齿壳中,建模时保持接触面上节点的一致性,共节点处理,约束接触面节点的所有自由度。

8)针齿壳:研究采用的是针齿壳固定,输出盘输出的传动方式,因此约束针齿壳外表面所有自由度。

4.3 整体结构的模态仿真结果

经过一系列的简化处理后装配好并连接成整体的有限元模型,提交运算得到的结果如图9~11所示。

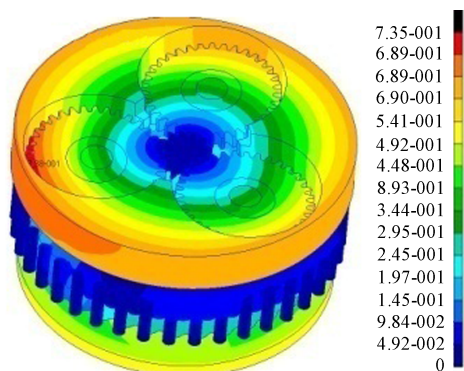


图9 第一阶固有模态

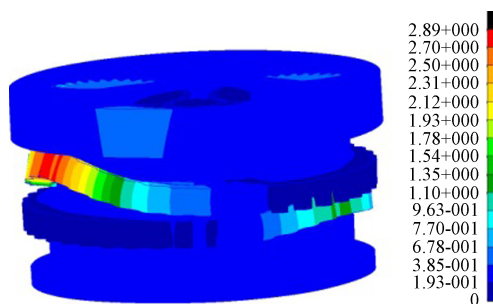


图10 第二阶固有模态

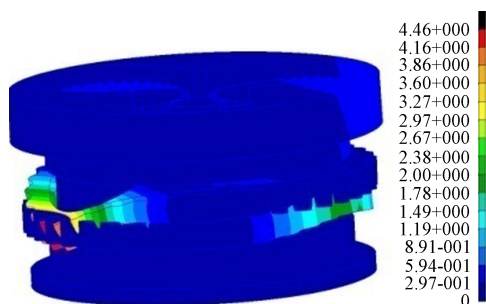


图11 第三阶固有模态

从图中可以看出第一阶固有模态,主要是中心部件的轴向旋转,行星轮上变形最大;第二阶主要是两摆线盘的同向弯曲变形;第三阶主要是两摆线盘的反向弯曲变形。前三阶固有模态分别为:3 365.3 Hz、4 382.1 Hz、4 880.4 Hz。整体的前三阶固有频率和计算得到的第一级、第二级啮合频率相差很远,运动过程中结构共振的可能性小。

5 结论

经过以上研究得到结论:建立有限元模型,同时考虑整体分析模型连接处的网格处理,单个零件进行模态仿真的结果和实验所得结果相差不到5%,验证了仿真结果的可靠性以及有限元模型的准确性;建立轴承模型施加边界

条件以及载荷后,计算静力,验证了用Bush单元简化轴承的可行性;整体结构的模态仿真结果表明在工作状态的激励下,结构共振的可能性较小。本文工作的不足在于,整体结构复杂,内部有诸多间隙,难以保证实验的准确性,并且想要测量结构运动状态下的模态,需要额外设置夹具,工作量大,因此没有做整体结构的模态实验。

参考文献

- [1] 黄兴,何文杰,符远翔.工业机器人精密减速器综述[J].机床与液压,2015,43(13):1-6.
- [2] 朱梦,张方,秦远田,等. RV减速器动力学仿真及其最大接触力的计算[J]. 国外电子测量技术,2017,36(6):26-30.
- [3] 冯玉宾. RV减速器模态分析[D]. 北京:北方工业大学,2016.
- [4] 肖君君,何卫东. RV减速器摆线轮的有限元模态分析[J]. 机械工程师,2009(9):46-47.
- [5] 黄超. 少齿差行星减速器动态特性分析及非线性振动研究[D]. 重庆:重庆大学,2013.
- [6] 刘景亚. 二次包络少齿差行星齿轮传动啮合特性及动力学研究[D]. 重庆:重庆大学,2012.
- [7] 陈锋. 高速电主轴的模态与加载实验研究[D]. 重庆:重庆大学,2008.
- [8] 王盛辉. 模态分析在结构损伤识别应用中的理论方法和实验研究[D]. 大连:大连理工大学,2011.
- [9] 余好文,王轲. 基于MATLAB的有限元模型评估程序设计[J]. 国外电子测量技术,2016,35(10):96-100.
- [10] 杨理践,吕瑞宏,刘斌,等. 电磁超声兰姆波模态能量密度分布特征研究[J]. 仪器仪表学报,2015,36(11):2602-2610.
- [11] 张晖,鲁明明,丁华平,等. 基于经验模态分解法的桥梁应变信号降噪方法研究[J]. 电子测量技术,2016,39(10):166-170.
- [12] 楼江雷. 齿轮箱轴承结合部动力学参数识别及其动态性能研究[D]. 长沙:中南大学,2014.
- [13] 陈勇旗,赵一鸣,陈杨. 基于固有时间尺度分解的滚动轴承故障诊断[J]. 电子测量与仪器学报,2015,29(11):1677-1682.
- [14] 张铁亮. 卫星夹层结构分析与结构设计研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2012.
- [15] SUN T, XING F, YOU Z. Research on dynamic performance of star tracker[J]. Instrumentation, 2015, 2(1):17-26.

作者简介

朱梦,1993年出生,工学硕士,主要研究方向为结构动力学。

E-mail:1912240705@qq.com