

六自由度激励台精密高刚度铰链 结构与试验应用

黄舟¹, 黄海²

(1. 中国工程物理研究院 总体工程研究所, 绵阳 621999; 2. 北京航空航天大学 宇航学院, 北京 100191)

摘要: 精密高刚度铰链作为六自由度并联激励平台中的关键组件, 其性能高低对激励台的控制精度有直接影响。针对铰链所需满足的高刚度、高基频和无间隙等要求, 文章提出了基于虎克铰结构的铰链设计方法。首先根据铰链所处的工况确定选用圆锥滚子轴承作为旋转支撑部件, 并通过对轴承的配置和预紧实现无间隙振动运动的要求, 从而确定了铰链结构形式。然后, 利用有限元法校核了结构的刚度与基频, 进而完成铰链结构方案和样机制造, 并将样机集成于激励台中。最后, 开展了铰链动态特性试验和激励台振动控制试验, 分别获取了铰链的基频和激励台控制响应。结果表明, 铰链可满足激励台工作频段内的使用要求, 铰链设计合理。

关键词: 六自由度激励台; 精密铰链; 有限元法; 结构设计; 振动试验

中图分类号: V416.2

文献标志码: A

文章编号: 1673-1379(2018)01-0049-07

DOI: 10.3969/j.issn.1673-1379.2018.01.009

Design and application of high-stiffness precision joint in 6-DOF excitation platform

HUANG Zhou¹, HUANG Hai²

(1. Institute of Systems Engineering, China Academy of Engineering Physics, Mianyang 621999, China;

2. School of Astronautics, Beihang University, Beijing 100191, China)

Abstract: As a key component of the six degree of freedom (6-DOF) parallel excitation platform, the precision spherical hinge's performance has a direct impact on the vibration control accuracy of the entire system. To meet the requirements of high-stiffness, high fundamental frequency and zero-gap for the spherical joint, a design method based on the Hooke joint structure is proposed. Firstly, according to the working condition of the hinge, a tapered roller bearing is selected as its rotary support. Then the configuration scheme and the preload design for the bearing could achieve the zero-gap movement requirement, thus the structure forms of the 2-DOF and 3-DOF joints are designed. After the static and dynamic characteristics are acquired by the finite element analysis, it is shown that the complete structural design of the spherical joint can comply with the requirements of stiffness and frequency. On the basis of this design, a prototype is manufactured and integrated into the 6-DOF excitation platform. In the dynamic characteristic test of the joint and the vibration control test of the excitation platform, the first-order natural frequency of the joint and the control response of the platform are obtained, respectively, which shows the validity of the proposed structure and design approach.

Key words: 6-DOF excitation platform; precision joint; finite element method; structure design; vibration test

收稿日期: 2017-05-31; 修回日期: 2018-01-14

基金项目: 国家自然科学基金项目“基于谱几何法的板壳-腔耦合系统声振特性研究”(编号: 51505445)

引用格式: 黄舟, 黄海. 六自由度激励台精密高刚度铰链结构与试验应用[J]. 航天器环境工程, 2018, 35(1): 49-55

HUANG Z, HUANG H. Design and application of high-stiffness precision joint in 6-DOF excitation platform[J]. Spacecraft Environment Engineering, 2018, 35(1): 49-55

0 引言

振动激励设备作为实施地面振动试验的基础设备,其性能对振动试验结果有着举足轻重的影响。多轴振动激励台与单轴振动激励台相比可以更逼真地模拟实际振动环境^[1]。六自由度激励台可针对卫星平台、精密光学成像设备和传感器等对象模拟出在轨工况下的微振动环境,为定量评估卫星平台、有效载荷及隔振装置等的在轨动力学响应及工作状态提供支持。

精密高刚度铰链(或球形铰链,后文简称铰链)是高频六自由度激励台中的关键组件^[2]。铰链须既能灵活、平稳地提供振动运动所需要的转动自由度,又有较大的刚度、承载能力和较高的基频,以避免对激励台台面控制精度产生干扰。常用铰链分为关节轴承^[3](或滚珠关节轴承^[4])、静压球头^[5]、柔性铰链^[6]和虎克铰^[7]等。关节轴承在设计时存在动摩擦力和接触间隙的矛盾,难以兼顾低摩擦与无间隙的要求;滚珠关节轴承减小了摩擦阻力但制造难度较高。目前应用于机床等行业的静压轴承技术较成熟,但静压球头具有3个自由度,研制时难以同时兼顾精密和重载要求;国外主要将静压球头应用于重载振动台,属于TEAM等公司的专利技术^[8]。柔性铰链精度高,但基频低,并且转角很小,会限制激励台的运动行程。虎克铰具有转角范围大、间隙小、强度高和装配精度高等特点^[9],在激励台中应用广泛。

虎克铰常被视为理想的高刚度铰链^[10-11],但文献^[12]指出多轴激励控制受传统机械铰链局部柔性的限制,工作频率难以达到50 Hz以上。针对激励台高精度振动模拟对铰链的高基频、无间隙要求,本文提出了基于虎克铰结构的铰链设计方法。设计思路如下:根据铰链所处的工况,选择圆锥滚子轴承作为旋转支撑部件并给出其配置和预紧方式,以实现无间隙振动运动的要求;在此基础上,利用有限元法校核结构的静、动力学特性,设计、制造出铰链结构样机并集成于激励台中;最后,通过铰链动态特性试验获取铰链的基频,并通过开展激励台振动控制试验验证铰链在工作频段内的刚度是否满足激励台的使用要求。

1 激励台总体布局

六自由度激励台基于六杆并联机构 Hexapod 平台方案^[13]。该平台采用6-PSU构型,其原理如图1所示。当基座 $ABCDEF$ 平面固定,通过6个作动器 $A-a$ 、 $B-b$ 、 $C-c$ 、 $D-d$ 、 $E-e$ 和 $F-f$ 的精密伸缩运动,能够使台面 $abcdef$ 产生可控的三维线位移振动和三维角位移振动。

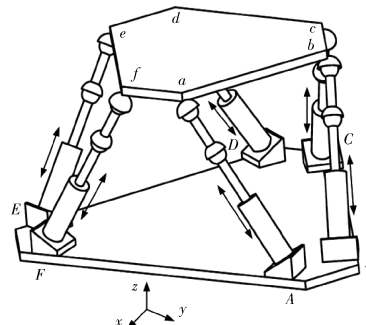


图1 6-PSU Hexapod 平台构型方案
Fig. 1 Hexapod platform based on 6-PSU parallel mechanism

各作动支杆中,铰链作为连接驱动器和台面的关键组件,提供了除杆向平动自由度外的5个自由度,将作动器提供的激励力传递至台面上。因此,其力学性能对激励台系统有重要影响,须满足高刚度、高基频和无间隙等要求。

2 铰链的工况分析

每根支杆的受力分析见图2所示,其中 C 、 B 分别为上下铰链点,内筒受导轨支撑,在电机力 F_{a1} 的作用下伸缩运动。由于铰链 BC 的质量较小,可以认为其是二力杆,铰链力 F_{a2} 的作用方向沿着 BC 连线,电机主动力 F_{a1} 的作用方向沿着作动杆轴线,导轨对内筒的支撑径向力 F_r 垂直于作动杆轴线。由于激励台的振幅很小,电机动子的位移也很小,因而铰链的极限转角 θ 值很小。

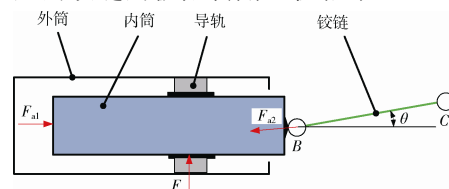


图2 支杆受力分析示意
Fig. 2 Load analysis for moving leg of platform

由于激励台加速度最大幅值不超过 $3g$,故可忽略结构的惯性力,此时有:

$$F_{a1} = F_{a2} \cos \theta \approx F_{a2}; \quad (1)$$

$$F_r = F_{a2} \sin \theta \approx 0. \quad (2)$$

分析式(1)、式(2)可知,铰链仅受到 BC 杆向载荷,与作动杆电机的轴向力近似相等。由此可根据激励台的振动量级选择电机,由电机最大输出力确定出铰链所受的极限载荷 F_{a2} 为1.5 kN。

根据激励台构型对其进行运动学反解^[14]可得, $\theta=5^\circ$ 。此外激励台的工作频率 f 为1~300 Hz,根据极限转角和最大频率可估算铰链的最大转速

$$n_{\max} = [(\theta \times 2\pi f) / 360^\circ] \times 60 = 1571 (\text{r/min}). \quad (3)$$

3 铰链结构的设计

3.1 设计思路

文献[7]给出了虎克铰铰链的基本设计思路:利用一对角接触球轴承实现一个转动自由度,再通过串联的方法得到二、三自由度虎克铰。通过对角接触球轴承的定压预紧,实现无间隙、承载能力较大和精度高的要求。

角接触球轴承内、外沟道与球之间为点接触,而圆锥滚子内、外圈滚道与滚子之间为线接触,其刚度和承载能力比角接触球轴承更高。考虑到激励台中铰链最大转速 $n_{\max}$ 较低,可适用于圆锥滚子轴承的低速运转状态,本文选用圆锥滚子轴承,并根据轴承的受力情况选用合理的预紧方式^[15]来实现高刚度和无间隙的要求。

3.2 轴承预紧与刚度

3.2.1 预紧方式

利用圆锥滚子轴承既能承受轴向力又能承受径向力的特点,通过施加轴向预紧力的方法,可消除轴承的径向和轴向间隙,从而使虎克铰实现无间隙平滑传动。

对于6-PUS激励台U副和S副中的二自由度转动自由度,采用一对面对面圆锥滚子轴承支撑,如图3(a)所示。由铰链载荷分析可知,该组轴承主要承受径向向外载荷和由此产生的附加轴向载荷,故应选用小接触角的轴承,以减小附加轴向载荷。对该组轴承采用轴向定压预紧,不但可提高安装精度,且轴承接触角较小,不会产生轴向变形。

在S副中的绕杆回转自由度利用一对背靠背圆锥滚子轴承来实现,见图3(b)。由于此组轴承主要承受轴向力,所以应选用大接触角的轴承,以提

高轴向接触刚度。若采用轴向定压预紧,则轴承会在轴向外载下产生较大的轴向变形,故应采用定位预紧以保证铰链的轴向刚度。

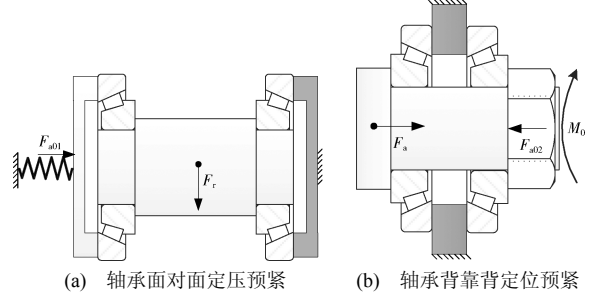


图3 圆锥滚子轴承的配置

Fig. 3 The configuration of taper roller bearing

3.2.2 轴承预紧力与刚度

根据文献[16]中预紧力的计算方法:首先确定轴承在无预紧力时的当量动载荷 P ,与基本额定动载荷 C 相比判断轴承所处的载荷水平,再由经验公式确定预紧力值。圆锥滚子轴承的当量动载荷为

$$P = \begin{cases} F_r & (F_a / F_r) \leq e \\ 0.4F_r + YF & (F_a / F_r) > e \end{cases}, \quad (4)$$

其中动载荷系数 Y 和判断系数 e 可查阅设计手册^[17]得到。经计算可知定压和定位预紧轴承的当量动载荷 P 均在轻载范围内,据此可得到所需预紧力

$$F_{a0} = C/80. \quad (5)$$

对于承受径向向外载荷的轴承,通过碟形弹簧实现定压预紧。碟形弹簧的载荷位移公式^[18]为

$$F_{a01} = \frac{4E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^4}{M_1 D^2} \cdot \frac{l}{t} \left[\left(\frac{h_0}{t} - \frac{l}{t} \right) \left(\frac{h_0}{t} - 0.5 \frac{l}{t} \right) + 1 \right]. \quad (6)$$

式中: E 、 μ 分别为碟簧材料的弹性模量及泊松比; t 、 h_0 分别为碟形弹簧的厚度及压缩行程; M_1 为与碟形弹簧内、外直径比相关的系数。据此可由所需定压预紧力 F_{a01} 的数值确定碟形弹簧的预压缩量 l 。

对于承受轴向向外载荷的轴承,通过锁紧螺母实现定位预紧,螺母施加的预紧力矩 T 与轴向预紧力 F_{a02} 满足如下关系,

$$T = KdF_{a02}. \quad (7)$$

式中: d 为螺纹的公称直径; K 为拧紧力矩系数,可由摩擦状态确定。根据式(7)可确定拧紧力矩,并通过力矩扳手控制预紧力矩 T 。

在确定预紧力后,可分别计算承受径向与轴向向外载荷圆锥滚子轴承的初始径向静刚度 K_r 与初始轴向静刚度 K_a ,

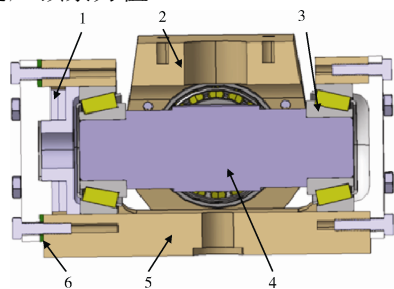
$$K_r = 7.253 l_e^{0.8} Z^{0.9} \frac{\cos^2 \alpha}{\sin^{0.1} \alpha} F_{a02}^{0.1}; \quad (8)$$

$$K_a = 29.01 l_e^{0.8} Z^{0.9} (\sin^{1.9} \alpha) F_{a01}^{0.1}。 \quad (9)$$

式中: Z 为滚子数; α 为接触角; l_e 为滚子的有效接触长度。经计算, $K_r=1070 \text{ N}/\mu\text{m}$ 、 $K_a=826 \text{ N}/\text{mm}$ 。可见, 与相同外径的角接触球轴承相比, 圆锥滚子轴承的刚度值大大提高^[19]。

3.3 铰链结构设计

二自由度铰链结构如图 4 所示, 主要包括上、下 2 个节叉以及十字轴和轴承, 十字轴和节叉之间由圆锥滚子轴承支撑。在设计时, 节叉需适应铰链转角的约束, 并减少轴承间距。轴承通过节叉端部的调整垫片来调整碟形弹簧的预压缩量 l , 从而精确控制定压预紧力值。

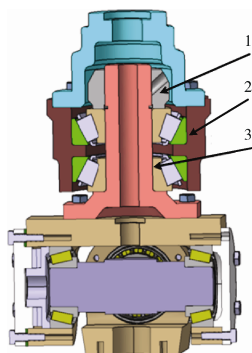


1. 碟形弹簧; 2. 上节叉; 3. 圆锥滚子轴承;
4. 十字轴; 5. 下节叉; 6. 调整垫片。

图 4 二自由度铰链结构

Fig. 4 Structure of 2-DOF joint

三自由度铰链 (见图 5) 是在二自由度铰链的基础上, 增加了一个承受轴向载荷的回转自由度。轴承通过力矩扳手对锁紧螺母施加力矩, 从而实现预紧力的调整与轴向锁紧。在三自由度铰链与 S 副之间再通过高刚度连接结构来连接和传递载荷, 可得到基于圆锥滚子轴承的无间隙高刚度铰链结构方案。



1. 锁紧螺母; 2. 回转套; 3. 圆锥滚子轴承 (大接触角)。

图 5 三自由度铰链结构

Fig. 5 Structure of 3-DOF joint

4 铰链结构的有限元分析

4.1 静力学分析

静力分析不考虑结构惯性的影响, 但静强度和刚度是铰链实现高精度振动运动的前提。将上下节叉之间的转角设为 5° , 以考核铰链有转角时的刚度。对几何模型进行简化, 删除对计算结果影响很小的倒角、圆角, 将轴承用接触角与轴承相同的空心锥体代替, 通过设置接触实现载荷的传递。网格划分完毕后, 在铰链上部施加竖直向下的 3750 N 载荷, 并对下节叉的底部进行固定约束。有限元模型与静力学求解结果如图 6 所示。从图 6(b)中可以看到, 最大变形量为 0.0387 mm , 静刚度为 $96.9 \text{ kN}/\text{mm}$ 。图 6(c)显示出最大 Mises 应力发生在下节叉的圆角处, 为 24.69 MPa , 远小于材料的许用值。

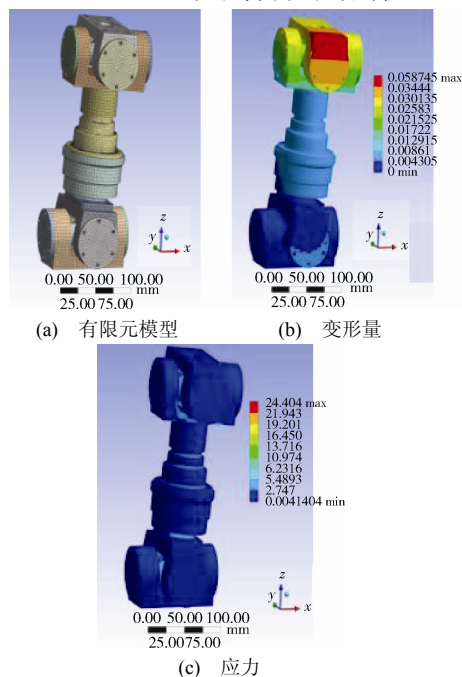


图 6 铰链结构静力学分析

Fig. 6 Static analysis of spherical joint

4.2 模态分析

模态分析的对象是整个支杆。由于轴承、导轨接触刚度较高且难以准确获取, 模态分析主要考察除轴承、导轨外结构的动态特性。有限元模型中铰链和导轨的运动副通过刚性多点约束 (multi-point constraints, MPC) 建立, 经定义后铰链和导轨模型忽略了除运动自由度以外的柔性, 为“刚性运动副”。模型的边界条件为外筒的底部安装面固定, 与铰链相连的台面以等效集中质量代替。

模态分析的结果如图7所示。前6阶为刚体模态,第7、8阶频率分别为505.8 Hz、505.98 Hz,振型为支杆中运动部件的一阶弯曲振动,最大位移发生在电机定子底部,基频高于工作频率上限的1.5倍,满足频率要求。

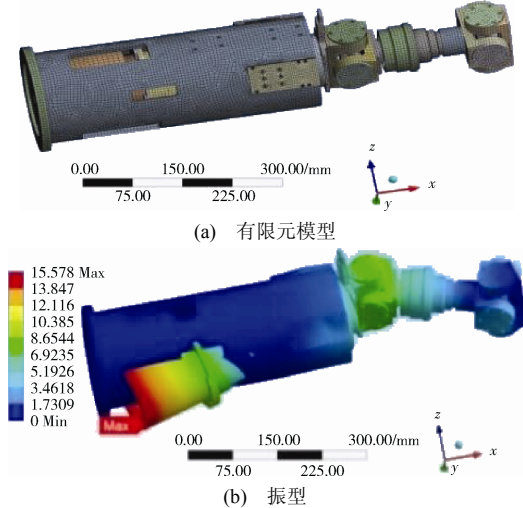


图7 支杆模态分析模型与结果(一阶非刚体模态)
Fig. 7 Model and result of modal analysis for moving leg (first-order non-rigid body model)

5 铰链样机在振动试验中的应用

5.1 铰链动态特性试验

经静力和频率校核后,根据上述铰链方案制造了铰链样机,质量约9.3 kg。将铰链样机分别与作动器和台面相连,成功集成于六自由度激励台中。在图8所示激励台作动杆中,以电压信号作为输入,在铰链上下各布置沿杆向的A1和A2两个加速度计,利用 $\hat{H}_1$ 估计方法将时域信号变换到频域后可以得到铰链的幅频特性曲线^[20],如图9所示。

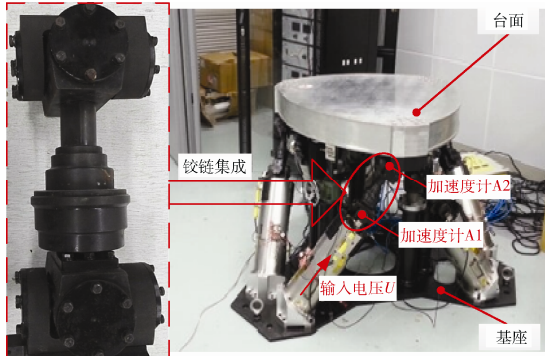
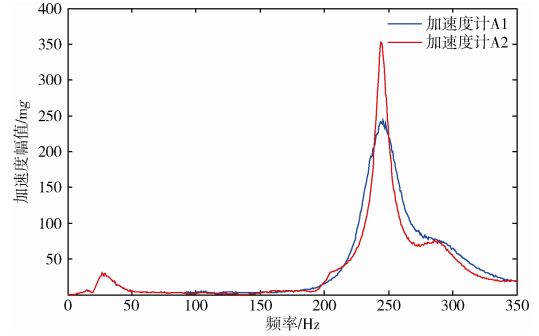


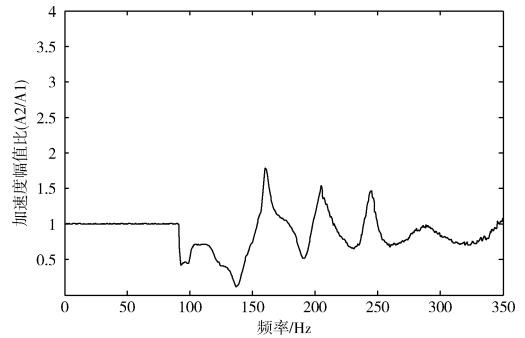
图8 铰链样机的集成与应用
Fig. 8 The integration and application of spherical joint prototype

对比铰链上两个测点的加速度响应曲线可知:激励频率在90 Hz以内时,加速度响应接近重合,

表明该频段内铰链加速度传递无衰减,具有较好的动刚度;激励频率在90~300 Hz时,铰链自下而上的加速度传递存在衰减,表明此时铰链柔性被激发,铰链的基频约为92 Hz。



(a) 加速度幅频曲线



(b) 加速度幅值比

图9 铰链幅频曲线

Fig. 9 Amplitude-frequency curves of the joint

5.2 激励台振动控制试验

在台面上布置6个一维加速度计,令1号加速度计的期望响应幅值为10 mg,其余加速度计处的期望响应为0,开展激励台中高频(1~300 Hz)扫频振动控制试验研究。在扫频试验中发现,结构第1个响应峰(一阶共振)出现在233 Hz附近。一阶共振模态由台面的柔性变形产生^[21-22],以1~3号加速度计为例,试验结果见图10。

采用文献[22]中的自适应谐波消除控制方法,可消除台面在233 Hz附近的谐波响应,此时在1~300 Hz内未出现共振响应峰。试验结果表明:激励台实现了工作频率内的高精度激励控制,控制误差低于1 mg;尽管铰链在频率超过90 Hz后被激发出柔性,出现传递的衰减,但台面加速度幅频响应平滑,未出现局部共振峰,因而未对激励试验产生明显影响或干扰,说明铰链样机可满足工作频段内的使用要求。

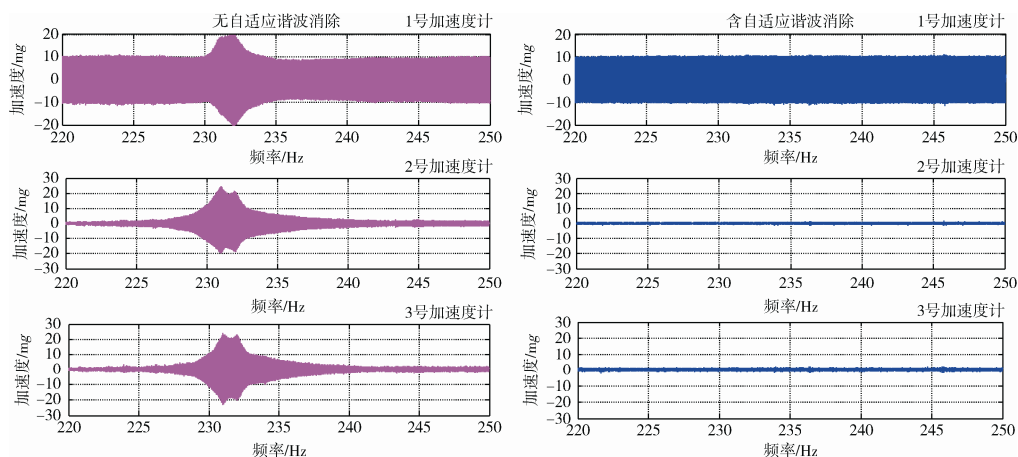


图 10 激励台扫频振动试验结果

Fig. 10 The scanning frequency vibration test results of the excitation system

6 结束语

为实现高精度激励台对铰链的高刚度、高基频等特性要求,提出了基于虎克铰的铰链结构设计方案。通过圆锥滚子轴承的配置与预紧、轴承支撑结构的设计及有限元分析得到了高刚度、无间隙铰链结构方案,并基于该方案成功研制出铰链样机。通过铰链样机的动态特性试验得到了铰链基频。将铰链样机集成于激励台后,激励台振动控制试验表明铰链可适应激励台工作频段内的使用要求,验证了基于圆锥滚子轴承铰链设计的合理性。本研究的设计方案和试验手段可推广应用至其他多自由度并联机构平台中。

参考文献 (References)

- [1] SEVERN R T. The development of shaking tables: a historical note[J]. *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, 2011, 40(2): 195-213
- [2] HARMAN C. Historical development of high performance multi-axis vibration test systems[J]. *Environmental Engineering*, 2004(1): 40-41
- [3] 李科委, 沈雪瑾, 陈有光, 等. 基于有限元法的向心关节轴承三维力学性能分析[J]. *轴承*, 2008(6): 19-22
LI K W, SHEN X J, CHEN Y G, et al. Three dimensional finite element analysis of radial spherical plain bearings[J]. *Bearing*, 2008(6): 19-22
- [4] 卓耀彬, 周晓军. 高速滚珠关节轴承的动力学特性分析[J]. *机械工程学报*, 2015, 51(5): 37-46
ZHUO Y B, ZHOU X J. Dynamic characteristic analysis of high-speed spherical ball bearing[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2015, 51(5): 37-46
- [5] 姚英学, 崔大朋, 秦冬黎. 新型狭缝节流球形静压气体陀螺轴承的动态特性[J]. *宇航学报*, 2010, 31(8):

2050-2057

- YAO Y X, CUI D P, QIN D L. Dynamic characteristics of a new externally pressurized spherical gas gyro-bearing with slot restrictor[J]. *Journal of Astronautics*, 2010, 31(8): 2050-2057
- [6] CHEN Y, MCINROY J E. Decoupled control of flexure-jointed hexapods using estimated joint-space mass-inertia matrix[J]. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 2004, 12(3): 413-421
- [7] 崔龙, 黄海. 大行程 Hexapod 平台及其隔振实验[J]. *北京航空航天大学学报*, 2010(6): 671-675
CUI L, HUANG H. Large-stroke Hexapod platform and its vibration isolation test[J]. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*, 2010(6): 671-675
- [8] NOLAN D C. Coupling for vibration testing: US4776217[P], 1988
- [9] 于晖, 孙立宁, 张秀峰, 等. 虎克铰工作空间研究及其在 6-HTRT 并联机器人中的应用[J]. *中国机械工程*, 2002, 13(21): 1830-1834
YU H, SUN L N, ZHANG X F, et al. Study on Hooke joint and its application in 6-HTRT parallel robot[J]. *China Mechanical Engineering*, 2002, 13(21): 1830-1834
- [10] 徐杰, 宗光华, 于靖军, 等. 用于复合加载的异形虎克铰设计与分析[J]. *机械设计与研究*, 2012, 28(5): 1-3
XU J, ZONG G H, YU J J, et al. Design and analysis of profiled universal joint for compound loading[J]. *Machine Design and Research*, 2012, 28(5): 1-3
- [11] 杨春卫, 代建辉, 毕树生, 等. 复合负载模拟器的设计与实现[J]. *北京航空航天大学学报*, 2013, 39(12): 1660-1664
YANG C W, DAI J H, BI S S, et al. Design and implementation of a compound load simulator[J]. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*, 2013, 39(12): 1660-1664

- [12] HARMAN C. Historical development of high performance multi-axis vibration test systems[J]. Environmental Engineering, 2004, 17(1): 40-41
- [13] WANG H, HUANG H, ZHANG Z, et al. Multiple-degree-of-freedom sinusoidal vibration generation based on a hexapod platform[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part I Journal of Systems & Control Engineering, 2014, 229(2): 139-148
- [14] 夏禹, 黄海. Hexapod 平台参数设计优化[J]. 航空学报, 2008, 29(5): 1168-1173
XIA Y, HUANG H. Design optimization for Hexapod platform parameters[J]. Acta Aeronautica ET Astronautica Sinica, 2008, 29(5): 1168-1173
- [15] 贾宪林, 周双龙, 高清海, 等. 汽车主减速器圆锥滚子轴承预紧参数的确定[J]. 轴承, 2006(7): 11-12
JIA X L, ZHOU S L, GAO Q H, et al. Determination of presetting parameters for tapered roller bearing of automobile main decelerator[J]. Bearing, 2006(7): 11-12
- [16] 李红光. 滚动轴承预紧的意义和预紧力的估算及调整[J]. 机械制造, 2004, 42(9): 45-48
LI H G. Significance for preload of rolling bearing and adjustment for estimation of pre-tightening force[J]. Machinery Manufacture, 2004, 42(9): 45-48
- [17] 成大先. 机械设计手册[M]. 5 版. 北京: 化学工业出版社, 2008: 第 7 篇 396-399
- [18] 邢佑慧, 黄河, 张家云, 等. 碟形弹簧力学性能研究[J]. 振动与冲击, 2015(22): 167-172
XING J H, HUANG H, ZHANG J Y, et al. Mechanical properties of disc springs[J]. Journal of Vibration and Shock, 2015(22): 167-172
- [19] NSK 精密滚动轴承样本 CAT.NO.CH1254e[Z]. 日本精工株式会社, 2008: 156-160
- [20] 李德葆, 陆秋海. 工程振动试验分析[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004: 266-267
- [21] 黄舟, 黄海. 六自由度振动台台体结构优化设计研究[J]. 航天器环境工程, 2015, 32(5): 560-565
HUANG Z, HUANG H. Structural optimization design of 6-DOF shaker's table[J]. Spacecraft Environment Engineering, 2015, 32(5): 560-565
- [22] 周世骥, 黄海. 基于自适应谐波消除的 Hexapod 平台微振动激励控制[J]. 航天器环境工程, 2016, 33(1): 89-94
ZHOU S J, HUANG H. Control of micro-vibration generation using Hexapod platform based on adaptive harmonic cancellation[J]. Spacecraft Environment Engineering, 2016, 33(1): 89-94

(编辑: 张艳艳)