

刘芳华

空间三自由度减振装置在陀螺仪抗冲击中的应用研究

刘芳华[1,2],吴洪涛[1],马履中[3],卢道华[2]

([1]南京航空航天大学 机电学院,南京 210016; [2]江苏科技大学 机械与动力工程学院,镇江 212003;
[3]江苏大学 机械工程学院,镇江 212013)

摘 要:将空间三自由度减振装置应用到陀螺仪中,为了达到较好的多维减振目的,传统的机械方法实现二维减振,需要 2、3层结构。而采用并联机构作为减振装置的主体机构,并在驱动处辅以弹性阻尼系统,只需单层结构就能达到减振效果。对减振装置主体机构的空间三平移并联机构进行了分析,并利用 Pro/E对减振装置进行建模,导入大型仿真软件 ADAMS后对减振装置的减振效果进行仿真,其仿真结果表明此装置具有良好的减振效果。

关 键 词:减振装置;陀螺仪;并联机构;弹性阻尼

中图分类号:U166. 123 **文献标识码**:A **文章编号**:1003-8728(2008)03-0379-03

On Application of a Space 3-DOF Vibration Absorber to Gyroscope Anti-impact

Liu Fanghua[1,2], Wu Hongtao[1], Ma Lüzhong[3], Lu Daohua[2]

([1] School of Mechanical and Electrical Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016;
[2] School of Mechanical and Power Engineering, Jiangsu University of Science and Technology, Zhengjiang 212003;
[3] College of Mechanical Engineering, Jiangsu University, Zhengjiang 2120013)

Abstract: We apply a space 3-DOF vibration absorber to a gyroscope. In order to achieve the purpose of better multi-dimensional vibration absorption, we adopt a parallel mechanism as the main mechanism of the vibration absorber, and use elastic damping components to absorb the energy at the driving position. We analyzed the space parallel mechanism of the vibration absorber, and built its model by Pro/E. Simulation software ADAMS is introduced to simulate the vibration absorbing effect. Results show that good vibration absorbing effect is achieved by this vibration absorber.

Key words: vibration absorber; gyroscope; parallel mechanism; elastic damping components

陀螺仪惯性系统为舰艇航行与舰载设备提供基准信号,其原理是利用惯性敏感器、基准方向及最初的位置信息来确定运载体的方位、位置和速度的自主式航位推算导航系统。它由惯性系统、测量装置、计算机、显控装置及专用精密电源等组成,属于舰艇中的高精密机电系统,也是除艇体外最容易受到冲击影响的设备之一,因此如何提高它的抗冲击能力十分必要。在实际应用中,我们要处理的振动问题在多数情况下已不仅仅是一维振动,而可能是二维、三维或更多,这使得多维减振的研究极其重要[1]。

传统的弹性材料如柔性橡胶可以实现一定程度上的多维减振,但其性能不稳定、易老化失去弹性、技术性能指标及寿命有限,故减振效果并不很理想,故研究一种性能优越的减振机构显得十分必要。目前有关单自由度的、各种典型机型设备的减振理论和方法都比较成熟,但对多维减振的研究还不多见。多维减振的方法据国内资料检索结果[2~4],仅有以下几种:

(1) 以特殊橡胶或塑料为主体实现多维减振。它易老化、失去弹性、寿命有限及性能不稳定。

(2) 用机械方法实现多自由度减振。它结构简单的只能实现一维减振,能实现二维减振的装置多为二层和三层,结构复杂,应用十分不方便。

鉴于上述问题结合并联机构动平台能实现多维运动的特点将并联机构用作多维减振平台的主体机

收稿日期:2007-01-19

基金项目:国家自然科学基金项目(50375071)和江苏省"六大人才高峰"第四批资助项目(07-D-011)资助

作者简介:刘芳华(1972-),副教授,博士研究生,研究方向为机器人与多体动力学理论与应用,陀螺及 MEMS系统,并联理论与应用,机电控制及自动化;吴洪涛(联系人),教授,博士研究生导师,mehtwu@126.com

© 1994-2009 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

构,在机构原动件处辅以弹性阻尼系统,实现能量吸收及动力自适应平衡,采用单层结构即能达到多维减振的目的,且结构简单,机型紧凑,精确度高,易于控制[5]。作者将新型空间三平移非对称 3-RRRP(4R)并联机构作为多维减振平台机构,对此减振平台进行分析,并利用 Pro/E对减振装置进行建模后,导入仿真软件对其减振效果进行仿真,仿真结果表明此装置能实现空间 3个平动方向的减振,且减振效果明显。

1 用于多维减振装置的并联机构的运动学分析

多维减振装置如图 1所示,它是在非对称 3-RRRP并联机构驱动处辅以弹性阻尼系统来实现减振效果,其并联机构的结构参数直接影响减振装置的减振效果,故对用于多维减振装置的并联机构进行运动学分析有着十分重要的意义。

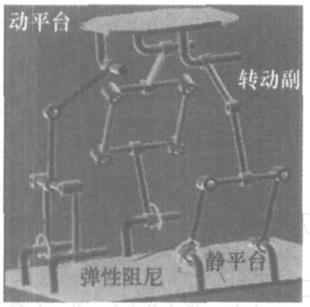


图 1 多维减振装置

1.1 并联机构的速度分析

对非对称 3-RRRP并联机构建立如图 2所示的坐标系[6]。设 o为直线 $A_{11}A_{14}$ 和 $B_{11}B_{14}$ 的交点,取 o-xyz为静坐标系,p-uvw为动坐标系,p在 o-xyz中位置坐标为 (x_p, y_p, z_p)。θ_1 为 y轴至 $A_{11}A_{12}$ 之夹角(沿 x轴正向为正),θ_1'为 z轴至 A_2A_3 之夹角,θ_1''为 A_2A_3 至 A_3A_4 之夹角(θ_1'和 θ_1''均沿 y轴正向为正);θ_2 为 x轴至 $B_{11}B_{12}$ 之夹角(沿 y轴负向为正),θ_2'为 z轴至 B_2B_3 之夹角,θ_2''为 B_2B_3 至 B_3B_4 之夹角(θ_2'和 θ_2''均沿 x轴负向为正);θ_3 为 x轴至 $C_{11}C_{12}$ 之夹角(沿 y轴负向为正),θ_3'为 z轴至 C_1C_2 之夹角,θ_3''为 C_1C_2 至 C_3C_4 之夹角(θ_3'和 θ_3''均沿 x轴负向为正)。这里 $A_{11}A_{12}$、A_2A_3、A_3A_4、$B_{11}B_{12}$、B_2B_3、B_3B_4、$C_{11}C_{12}$、C_2C_3、C_3C_4 均指有向线段。所有长度尺寸标注见图 2,列出动平台上 A_4、B_4、C_4 点在 o-xyz中的坐标分别为

$$\begin{bmatrix} a_4 s\theta_1' + a_4 s(\theta_1' + \theta_1'') \\ a_1 + a_2 c\theta_1 \\ a_2 s\theta_1 + a_3 c\theta_1' + a_4 c(\theta_1' + \theta_1'') \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_p \\ y_p + a_5 \\ z_p \end{bmatrix} \tag{1}$$

$$\begin{bmatrix} b_1 + b_2 c\theta_2 \\ b_3 s\theta_2' + b_4 s(\theta_2' + \theta_2'') \\ b_2 s\theta_1 + b_3 c\theta_2' + b_4 c(\theta_2' + \theta_2'') \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_p + b_5 \\ y_p \\ z_p \end{bmatrix} \tag{2}$$

$$\begin{bmatrix} b_1 + l_2 c\theta_3 \\ l_1 + l_3 s\theta_3' + l_4 s(\theta_3' + \theta_3'') \\ l_2 s\theta_3 + l_3 c\theta_3' + l_4 c(\theta_3' + \theta_3'') \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_p + b_5 \\ y_p + l_5 \\ z_p \end{bmatrix} \tag{3}$$

式中:c = cos, s = sin。

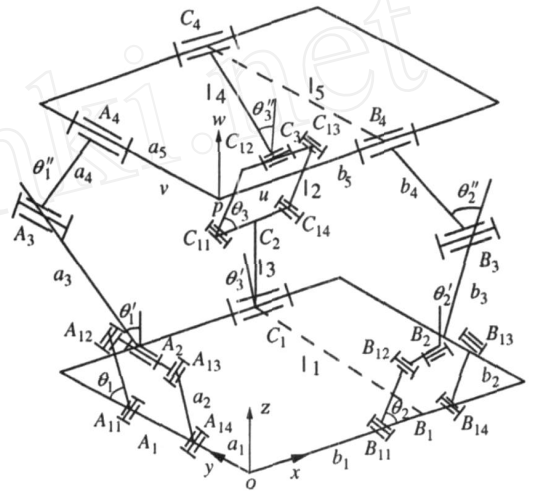


图 2 非对称 3-RRRP并联机构

当已知输入参数 θ_1、θ_2、θ_3',由式 (1) ~式 (3)可分别求出输出变量 x_p、y_p、z_p 为

$$x_p = b_1 + b_2 \cos\theta_2 - b_5 \tag{4}$$

$$y_p = a_1 + a_2 \cos\theta_1 - a_5 \tag{5}$$

$$z_p = l_2 \sin\theta_3 + l_3 \sin\theta_3' \pm \sqrt{l_4^2 - (Y - l_3 \sin\theta_3')^2} \tag{6}$$

式中:$Y = y_p + l_5 - l_1$。

并联机构的速度方程可通过对位移方程的求导得到,即 $v = [v_{px}, v_{py}, v_{pz}] = [\dot{x}_p, \dot{y}_p, \dot{z}_p] = [G]\dot{\theta}$, $[G]$ 为一阶影响系数。分别对式 (4) ~式 (6)求导可得

$$[G] = \begin{bmatrix} 0 & b_2 & 0 \\ a_2 & 0 & 0 \\ \dfrac{a_2 s\theta_1 (t+m)}{\sqrt{l_4^2 - (t+m)^2}} & \dfrac{b_2^2 c\theta_2 s\theta_2}{\sqrt{l_2^2 - (b_2 c\theta_2)^2}} & -l_3 c\theta_3' + \dfrac{l_3 c\theta_3'}{\sqrt{l_4^2 - (t+m)^2}} \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_p \\ \dot{y}_p \\ \dot{z}_p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & b_2 & 0 \\ a_2 & 0 & 0 \\ \dfrac{a_2 s\theta_1 (t+m)}{\sqrt{l_4^2 - (t+m)^2}} & \dfrac{b_2^2 c\theta_2 s\theta_2}{\sqrt{l_2^2 - (b_2 c\theta_2)^2}} & -l_3 c\theta_3' + \dfrac{l_3 c\theta_3'}{\sqrt{l_4^2 - (t+m)^2}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_1 \\ \dot{\theta}_2 \\ \dot{\theta}_3' \end{bmatrix} \tag{7}$$

© 1994-2009 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

式中: c = cos, s = sin; $t = a_1 - a_5 + l_5 - l_1$; $m = a_2 c\theta_1 - l_3 s\theta_3$; $\dot\theta_1, \dot\theta_2, \dot\theta_3$分别为 3个主动副的角速度。

1.2　并联机构的加速度分析

若表示机构的加速度,即构件的角加速度及构件上所选定点的线加速度,可将式 (7)对时间再次求导

$$a = [a_{px}, a_{py}, a_{pz}] = \dot\theta^{\mathrm{T}}[H]\dot\theta + [G]\ddot\theta$$

式中: $[a_{px}, a_{py}, a_{pz}] = [\ddot x_p, \ddot y_p, \ddot z_p]$, $\ddot\theta = [\ddot\theta_1, \ddot\theta_2, \ddot\theta_3]$。若令 $U = \{x_p, y_p, z_p\}^{\mathrm{T}}$表示机构的位置坐标,则

$$[H] = \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 U}{\partial\theta_1\partial\theta_1} & \frac{\partial^2 U}{\partial\theta_1\partial\theta_2} & \frac{\partial^2 U}{\partial\theta_1\partial\theta_3} \\ \frac{\partial^2 U}{\partial\theta_2\partial\theta_1} & \frac{\partial^2 U}{\partial\theta_2\partial\theta_2} & \frac{\partial^2 U}{\partial\theta_2\partial\theta_3} \\ \frac{\partial^2 U}{\partial\theta_3\partial\theta_1} & \frac{\partial^2 U}{\partial\theta_3\partial\theta_2} & \frac{\partial^2 U}{\partial\theta_3\partial\theta_3} \end{bmatrix}$$

二阶影响系数矩阵 $[H]$中的每一个元素为一向量,因此二阶影响系数矩阵 $[H]$也可以看成是一个三维的立体矩阵。

1.3　并联机构的工作空间分析

作为多维减振平台主体机构的并联机构,不像其常规应用领域 (如工业机器人、飞行模拟器等)以传递运动为主,所以有一定工作空间的要求,且运动要灵活;作为多维减振平台,旨在实现多维减振,尤其是减轻主负荷方向的振动,所以动平台不需要太大的工作空间,只要求机构在初始装配构型附近能灵活运动,且不出现奇异位形。由式 (4) ~式 (6)的分析结果,可用如下不等式确定并联机构的最大可能的工作空间[6]

$$\begin{cases} a_1 + a_2 - a_5 \le x_p \le a_1 + a_2 + a_5 \\ b_1 + b_2 - b_5 \le y_p \le b_1 + b_2 + b_5 \\ 0 \le z_p \le l_3 + l_2 + l_4 \end{cases}$$

工作空间求解过程如下:首先可以指定一个可能的最大工作空间并按照精度的要求将该空间离散化为若干点的集合,然后编制程序依次判断并联机构是否能到达指定空间中的各点,并将能够到达点的各参数保存下来。其次,利用已知工作空间内所有点的数据信息按照 MATLAB函数的要求,构造表示并联机构工作空间模型的矩阵。从已有的数据信息中取出机构工作空间表面上的各点,按照一定规律将其坐标参数布置到矩阵中,最后调用 MATLAB的三维绘图函数依据上一步得到的矩阵将并联机构的三维实体模型画出,其工作空间的水平视图如图 3所示。

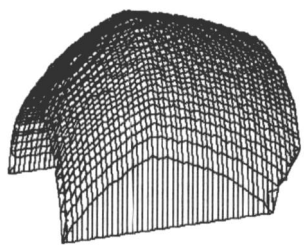


图 3　工作空间水平视图

2　减振装置的减振效果仿真

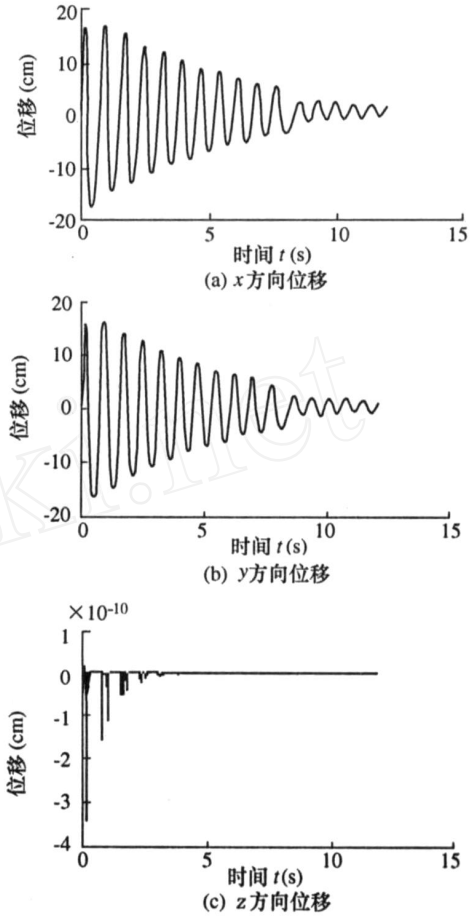


图 4　减振机构仿真效果图

对多维减振机构利用 Pro/E建模后,导入大型仿真软件 ADAMS软件对减振模型进行动态模拟仿真。在驱动处添加扭簧阻尼系统,对弹簧的刚度及阻尼进行合理的设置,并在动平台上外加一脉冲力,对减振机构进行仿真,可得如图 4所示效果。从图 4中可看出,减振机构的动平台在有限时间位移趋于零,减振效果明显。

3　结束语

本文将空间三自由度减振装置引入到陀螺仪抗冲击中,通过对空间三自由度减振装置分析可知,采用三平移并联机构作为减振装置的主体机构,在驱动处辅以弹性阻尼系统,能实现在空间 3个平动方向的减振,且减振效果比较明显。

(下转第 385页)

© 1994-2009 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

5　实验验证

对变速器壳体进行模态实验以验证分析结果,模态实验的测试框图如图 3所示。测试系统由被测的某变速器壳体、LMS SCADAS数据采集前端、信号发生器、电荷放大器等设备组成。试验时用橡皮绳将该变速器壳体吊起来,使其处于自由状态。采用单点随机激振激励的方式进行自由模态分析。测点和激振点布置如图 4所示。实验模态和分析结果的比较如表 2所示。

表 2　实验结果和分析结果比较

模态阶数	分析结果 (Hz)		实验结果 (Hz)	相对误差	
	多点约束	传统方法		多点约束	传统方法
1	1098.1	1100.4	1124.1	2.3%	2.1%
2	1233.0	1230.0	1241.1	0.6%	0.9%
3	1464.6	1431.6	1508.8	2.9%	5.1%
4	1734.1	1750.2	1740.3	0.4%	0.6%
5	1764.8	1774.6	1754.8	0.6%	1.1%

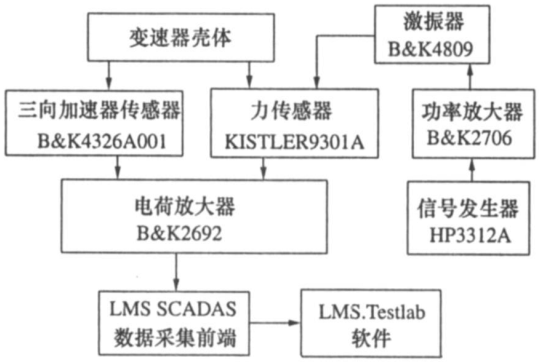


图 3　测试系统示意图

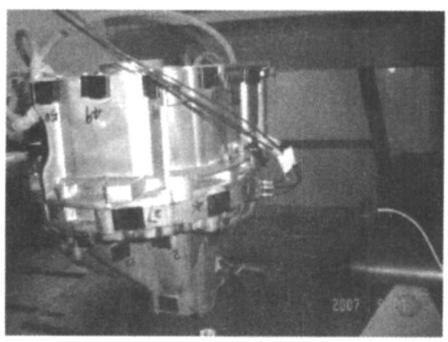


图 4　测点和激振点位置

6　结论

(1) 由于考虑了连接刚度的影响,具有装配关系的汽车变速器壳体固有特性及应变能分析,能准确地反映变速器壳体整体的固有特性。

(2) 由应变能的计算结果可知,壳体的应变能值较大部位主要分布在壳体下半部分和装配结合处,这为壳体的动态性能优化设计提供了有效的途径。

(3) 本文提出了采用多点约束方法来处理复杂机械结构的装配关系 (如螺栓连接等),并应用于某型汽车变速器壳体的固有特性研究中。实验结果表明,运用了多点约束方法的分析结果与实验结果更为吻合。

[参考文献]

[1] 杨家华,管华,郭宁军. 印刷机结构振动的有限元分析 [J]. 北京工业大学学报, 2006, 32(6): 489～492

[2] 郭晓冬,黎勇,张明德. 汽车变速器模态分析及振动噪声测试实验研究 [J]. 现代制造工程, 2004, (4): 86～87

[3] 李德信,吕江涛,应锦春. SX360型自卸车车架有限元分析模型的建立及动静态特性分析 [J]. 机械科学与技术, 2002, 21(3): 380～386

[4] 常德功,孟兆明,潘悦飞. 利用 ANSYS软件对三叉杆滑块式万向联轴器进行应力分析 [J]. 机械科学与技术, 2003, 11S(22): 156～157

[5] 辛洪兵. 柔轮齿圈应力的有限元分析 [J]. 机械科学与技术, 2003, 22(7): 558～559

[6] MSC. Nastran Linear Static Analysis User's Guide, 2003

[7] 杨为,邱清盈,胡建军. 机械结构的理论模态分析方法 [J]. 重庆大学学报 (自然科学版), 2004, 27(6): 1～4

[8] 吴国洋. 基于灵敏度 Lanczos迭代法的摩托车曲轴箱模态分析 [J]. 重庆工学院学报, 2005, 19(5): 1～4

[9] Kuwaha H, Alba Y, Aklba M. Advanced technology on noise and vibration in motorcycle[A]. **Symposium on International Automotive Technology**[C], 1996: 2059～2060

(上接第 381页)

[参考文献]

[1] 楼智美. 多自由度振动系统的简正坐标和简正振动模式 [J]. 力学与实践, 2002, 24(6): 50～53

[2] 吴江宁,骆涵秀,李世伦. 并联式六自由度电液伺服平台 [J]. 中国机械工程, 1997, 8(6): 92～94

[3] Tsai L W. **Multi-degree-of-freedom Mechanics for Machine Tools and the Like**[P]. USA Patent: 5656905, 1997

[4] Tsai L W. The enumeration of a class of three-DOF parallel manipulators[A]. **10th World Congress of the Theory of Machine and Mechanisms**[C], Finland, 1999

[5] 马履中,尹小琴. 一类多自由度并联机构组合弹性减振装置 [P]. 中国发明专利申请号: 02137948.3

[6] 马履中,尹小琴,杨启志等. 多维减振平台主体机构的分析研究 [J]. 江苏大学学报 (自然科学版), 2004, 25(4): 281～284

© 1994-2009 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net