

基于直驱并联机构的六自由度振动校准系统研究

翟国栋^{1,2} 常浩^{1,2} 刘志华³ 蔡晨光³ 王耀辉⁴ 王利民¹ 孙瑞峰¹

(1. 中国矿业大学(北京)机械与电气工程学院, 北京 100083;

2. 煤炭精细勘探与智能开发全国重点实验室, 北京 100083;

3. 中国计量科学研究院, 北京 100029; 4. 华能煤炭技术研究有限公司, 北京 100070)

摘要: 直驱并联机构六自由度振动校准系统可以实现高精度和多自由度的运动模拟和校准,具有良好的应用前景。为了解决平台驱动关节滑块位置跟踪精度低的问题,对该机构进行动力学力矩前馈补偿分析。利用虚功原理建立该机构动力学模型,提出一种基本伺服算法与动力学前馈补偿相结合的控制策略。在实验样机上进行力矩前馈补偿,实验结果表明,在开放伺服程序增加力矩前馈补偿后,可以降低该机构在运动时的跟随误差,进行不同幅值单自由度正弦运动时,跟随误差分别下降 40.32%、39.04%、43.24%、48.19%。并对振动台进行了性能检测,在平台基础上,搭建激光测量系统和数据采集模块,进行传感器校准和性能分析,平台横向振动比较小,谐波失真度均小于 2%,平台具有较好的稳定性和性能。

关键词: 六自由度振动校准系统; 虚功原理; 动力学前馈补偿; 传感器校准

中图分类号: TP242

文献标识码: A

文章编号: 1000-1298(2024)06-0414-10

OSID:



Development of 6-DOF Vibration Calibration System Based on Direct Drive Parallel Manipulator

ZHAI Guodong^{1,2} CHANG Hao^{1,2} LIU Zhihua³ CAI Chenguang³ WANG Yaohui⁴ WANG Limin¹ SUN Ruifeng¹

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, China University of Mining and Technology, Beijing 100083, China

2. National Key Laboratory for Fine Coal Exploration and Intelligent Mining Development, Beijing 100083, China

3. National Institute of Metrology, China, Beijing 100029, China

4. Huaneng Coal Technology Research Co., Ltd., Beijing 100070, China)

Abstract: The 6-DOF vibration calibration system based on direct drive parallel mechanisms can achieve high precision and multi-degree-of-freedom motion simulation and calibration, showing promising application prospects. To address the issue of low tracking accuracy of slider positions in the driven joint of the platform, a dynamic torque feedforward compensation analysis was conducted on this mechanism. Firstly, the dynamic model of the mechanism was established by using the principle of virtual work. Then, traditional servo control was done based on motion controller. A control strategy was proposed that combined a fundamental servo algorithm with dynamic feedforward compensation. Experimental torque compensation was conducted on the prototype, verifying the effectiveness of dynamic torque feedforward compensation in enhancing the position tracking accuracy of each driven joint slider and accelerating the response speed of the driven joint sliders. Experimental results demonstrated that by incorporating torque feedforward compensation into the open-loop servo program, the tracking errors of the mechanism during motion can be reduced. Specifically, during single-degree-of-freedom sinusoidal motions with different amplitudes, the tracking errors were decreased by 40.32%, 39.04%, 43.24%, and 48.19%, respectively. Furthermore, performance testing experiments were carried out on the vibration platform. A laser measurement system and data acquisition module were set up on the platform to perform sensor calibration and performance analysis.

Key words: 6-DOF vibration calibration system; virtual work principle; dynamic feedforward compensation; sensor calibration

收稿日期: 2023-10-27 修回日期: 2023-11-20

基金项目: 国家自然科学基金项目(52075512)、中央高校基本科研业务费专项资金项目(2022YJSJD25)、中国华能集团总部科技项目(HNKJ22-HF131)和中国计量科学研究院基本科研业务费重点领域项目(AKYZD2302)

作者简介: 翟国栋(1973—),男,教授,主要从事机械优化设计研究,E-mail: zgd@cumt.edu.cn

通信作者: 刘志华(1987—),男,副研究员,主要从事机器人与机构学研究,E-mail: liuzhihua@nim.ac.cn

0 引言

现有的振动校准系统多为一维,单自由度振动校准系统只能校准传感器在某个特定方向上的振动响应,通过改变传感器的安装方向来实现多轴向校准,但是重新安装会导致基座安装的应力改变、重力效应变化等不确定度分量,且振动激励单一,无法实现多自由度校准^[1-3]。在此前提下,亟需六自由度振动校准系统,可以任意改变激励方向完成多轴向的校准,获取传感器的真实空间响应特性和相互耦合的影响,以此来满足传感器多轴向、高效率、批量化的校准需求。

并联机构应用范围的扩大以及直驱技术的迅速发展,对机构性能提出了更高的要求^[4]。振动校准需要宽频响,高刚度,相比于串联机构,并联机构具有高精度、高稳定性以及多自由度的特性,可以满足振动校准的要求。但是大多并联伺服液压控制系统,存在液压油泄漏问题、噪声和振动大、能效低等缺点^[5-8]。与伺服液压振动系统相比,直线电机驱动的六自由度振动校准系统在机械传动过程中摩擦、噪声小,直接驱动负载可有效消除传动部件的柔性影响,可实现宽频带、高精度的运动控制。在振动校准领域,将并联机构运用于运动模拟和测试以实现更好的效果,已成为国内外研究焦点^[9-10]。

对于并联机构在振动校准领域的应用, SERVOTEST 公司的座椅振动实验系统,基于多自由度数字控制算法,可对座椅试件施加六自由度协同振动模拟,用于复现座椅试件的真实载荷工况。YAP 等^[11]设计开发了一个六自由度运动平台来模拟 Velodrome 场地自行车运动。HOQUE 等^[12]采用改进的零功率控制三自由度隔振系统实现对直接扰动的零柔顺性以及良好的地面隔振效果,应用于地震模拟。许益明^[13]对六维并联冗余振动台进行了控制系统的规划,用于多维振动模拟。

六自由度振动校准系统中控制问题尤为重要,获取机械系统的动态特性对其本身的精确运动和控制有重要意义和应用价值。目前,大多数并联机构仍采用传统的闭环反馈控制,该控制因其算法简单、易于实现而得到广泛应用^[14]。但由于并联机构各运动分支之间存在驱动力耦合性以及非线性干扰,需要作用于机构各驱动关节滑块扭矩的快速变化^[15]。传统 PID 控制的反馈增益恒定,无法快速准确地响应关节力矩快速变化,从而会导致并联机构运动过程中效率低、精度低等问题。因此,研究力矩前馈补偿对于提高机构运动精度和响应速度具有重要意义。

为了满足并联机构高精度、高速度方面的要求,柳贺等^[16]采用 PID 与力矩前馈控制对重载机构进行研究,在模型基础上计算出电机扭矩前馈值,并将该值与控制器设定值相叠加输入到电流环中,以实现快速的稳态调节,这种方法有效地减小了扭矩输出偏差。PILTAN 等^[17]采用计算力矩法对 PUMA-560 机构进行研究,将机构动力学模型分解到机构各关节的控制器中,将模型转换为线性系统,对各关节进行同步闭环控制,取得了良好的控制效果。应舜安等^[18]采用鲁棒控制器,对 3-RRR 并联机构的轨迹跟踪控制,得到即使并联机构存在模型误差,也能保证轨迹跟踪误差快速变为零。翟敬梅等^[19]利用模糊算法建立误差与趋近律之间的关系,来提高轨迹跟踪精度并加快响应时间。PID 与力矩前馈控制适用于简单系统,计算力矩法适用于已知详细模型的系统,控制方法的选择需要考虑到系统复杂度、可用的信息和控制性能需求。

本文以直驱并联六自由度振动校准系统为研究对象,对其进行动力学力矩前馈补偿的研究。在平台已经搭建和运动学模型建立的基础上,利用虚功原理建立并联机构动力学模型,基于基本伺服原理,在运动控制卡的开放伺服程序里,进行动力学前馈补偿的控制策略,降低并联机构跟随误差,以验证并联机构力矩前馈补偿在提高机构各驱动关节滑块的位置跟踪精度、加快机构关节滑块的响应速度、改善机构动态性能等方面的有效性。对实验平台进行横向振动比和谐波失真度的动态参数测量,检测平台性能指标。在此基础上搭建激光测量系统和数据采集模块,采用激光干涉法测试三轴向加速度传感器的频响特性,得到不同频率点的传感器灵敏度,对传感器进行校准和性能分析。

1 机构设计

基于直线电机的驱动方式,设计一种平面平台型 6-PSS 并联机构,驱动装置安装于机构基座,除经典并联机构优点外,6-PSS 并联机构具有运动速度快、平台重心低、惯性小、稳定性好等优点^[20-21]。

直线电机驱动的六自由度并联振动校准系统由动平台、运动支链、滑块和静平台组成,如图 1 所示。直线电机驱动机构为振动校准系统的静平台,静平台包括电机基座、导轨、动子以及由定子组成的磁轨。

以直线电机分布的内接圆圆心为坐标原点 O ,建立固定坐标系 O_{xyz} ,滑块与运动支链通过球铰连接,下铰点坐标用 $a_i (i=1,2,\dots,6)$ 表示。以动平台运动支链铰点构成的外接圆圆心为坐标原点 O' ,建

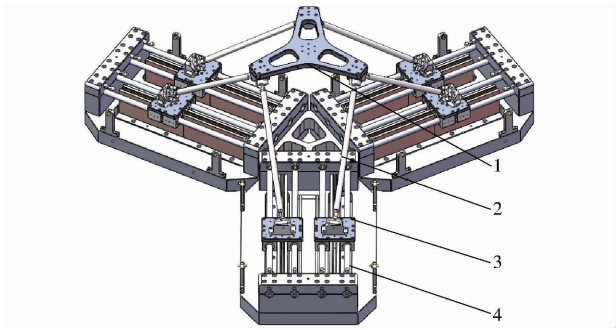


图 1 并联机构三维模型图

Fig. 1 Parallel mechanism 3D model diagram

1. 动平台 2. 运动支链 3. 滑块 4. 静平台

立动平台坐标系 $O'x'y'z'$, 动平台与运动支链通过球铰连接, 上铰点坐标为 $S_i (i = 1, 2, \cdots, 6)$, 定义滑块运动方向单位向量为 e_i , 运动支链方向单位向量为 n_i , 建立基于直线电机驱动的六自由度并联机构, 结构简图如图 2 所示。

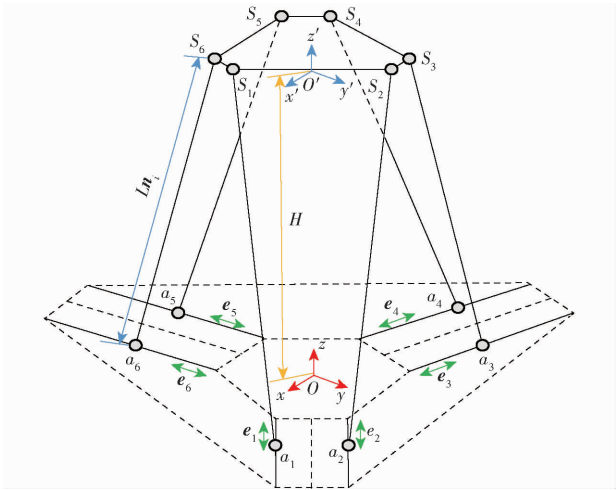


图 2 六自由度并联机构结构简图

Fig. 2 6-DOF parallel mechanism structural diagram

定义 $T = (x, y, z, \alpha, \beta, \gamma)^T$ 为动平台坐标系原点 O' 的空间姿态, 动平台坐标系相对于固定坐标系的坐标原点相同, 但坐标系方位不同, 可以用欧拉角来描述动平台坐标系相对于固定坐标系的旋转变换, 即

$$\begin{aligned} R(z, \gamma)R(y, \beta)R(x, \alpha) = \\ \begin{bmatrix} c\gamma c\beta & c\gamma s\beta s\alpha - s\gamma c\alpha & c\gamma s\beta c\alpha + s\gamma s\alpha \\ s\gamma c\beta & s\gamma s\beta s\alpha + c\gamma c\alpha & s\gamma s\beta c\alpha - c\gamma s\alpha \\ -s\beta & c\beta s\alpha & c\beta c\alpha \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (1)$$

其中 c 表示余弦函数, s 表示正弦函数。

2 动力学建模

对六自由度并联机构进行动力学建模, 在动平台质心位置和运动支链质心位置添加局部坐标系, 在滑块移动依附点添加局部坐标系。通过坐标变换, 将各构件动力学模型整合成全局动力学模型, 从

而推导出整个机构动力学模型。动力学分析需要求解动平台、运动支链和滑块线速度、线加速度、角速度及角加速度, 确定各部件的局部广义坐标系以及速度、加速度映射关系, 最后进行动力学建模以及验证。

机构空间运动广义位姿坐标用 q 表示, 即 $q = (x, y, z, \alpha, \beta, \gamma)$, 则机构空间运动广义速度坐标用 $\dot{q}$ 表示, 即 $\dot{q} = (\dot{x}, \dot{y}, \dot{z}, \dot{\alpha}, \dot{\beta}, \dot{\gamma})$ 。动平台速度矢量 $\dot{X}$ 由动平台坐标系原点线速度 v_n 和角速度 ω_n 组成, 即

$$\dot{X} = [v_n \quad \omega_n]^T \quad (2)$$

驱动关节运动速度与动平台运动速度映射为

$$\dot{q} = J\dot{X} \quad (3)$$

其中

$$J = \begin{bmatrix} \frac{n_1^T}{n_1^T e_1} & \frac{(RS_1 \times n_1)^T}{n_1^T e_1} \\ \vdots & \vdots \\ \frac{n_6^T}{n_6^T e_6} & \frac{(RS_6 \times n_6)^T}{n_6^T e_6} \end{bmatrix} \quad (4)$$

式中 J ——在广义运动坐标系下六自由度并联机构速度映射 Jacobian 矩阵

滑块速度矢量与动平台速度映射为

$$\dot{x}_{S_i} = J_{S_i}\dot{X} \quad (5)$$

其中

$$J_{S_i} = \begin{bmatrix} J_{TS_i} \\ J_{RS_i} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{e_i n_i^T}{n_i^T e_i} & \frac{e_i (RS_i \times n_i)^T}{n_i^T e_i} \\ O_3 & O_3 \end{bmatrix} \quad (6)$$

式中 J_{S_i} ——滑块与动平台速度映射 Jacobian 矩阵
连杆与动平台的速度映射为

$$\dot{x}_{L_i} = J_{L_i}\dot{X} \quad (7)$$

其中

$$J_{L_i} = [J_{TL_i} \quad J_{RL_i}]^T =$$

$$\begin{bmatrix} I_3 - \frac{1}{L_i} [T_i r_L \times] [n_i \times] \left(I_3 - \frac{e_i n_i^T}{n_i^T e_i} \right) \\ \frac{1}{L_i} [n_i \times] \left(I_3 - \frac{e_i n_i^T}{n_i^T e_i} \right) \\ [I_3 \quad -[RS_i \times]] \end{bmatrix} \quad (8)$$

式中 I_3 —— 3×3 单位矩阵

r_L ——运动支链质心到滑块连接点的距离

L_i ——运动支链长度

R ——旋转矩阵

J_{L_i} ——连杆与动平台速度映射 Jacobian 矩阵
动平台质心与动平台速度映射为

$$\dot{x}_p = J_p\dot{X} \quad (9)$$

其中

$$J_p = \begin{bmatrix} J_{Tp} \\ J_{Rp} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I_3 & -[Rr_p \times] \\ O_3 & I_3 \end{bmatrix} \quad (10)$$

式中 J_p ——动平台的速度映射 Jacobian 矩阵
 r_p ——动平台质心在静平台坐标系下位置矢量
对机构空间运动速度矢量进行求解,可得机构广义加速度矢量,机构广义加速度坐标为 $\ddot{q}=(\ddot{x}, \ddot{y}, \ddot{z}, \ddot{\alpha}, \ddot{\beta}, \ddot{\gamma})$,动平台速度矢量 $\dot{X}$ 由动平台坐标系原点的线加速度 a_n 和角加速度 ε_n 组成,即

$$\dot{X} = [a_n \quad \varepsilon_n]^T \tag{11}$$

驱动关节与动平台加速度映射为

$$\ddot{q} = J \ddot{X} + \dot{J} \dot{X} \tag{12}$$

其中 $\dot{J} = [\dot{J}_1 \quad \dot{J}_2 \quad \dot{J}_3 \quad \dot{J}_4 \quad \dot{J}_5 \quad \dot{J}_6]^T$

$$\dot{J}_i = L_i \frac{\dot{n}_i^T J_{n_i}}{n_i^T e_i} + \frac{\omega^T}{n_i^T e_i} [O_3 \quad [RS_i \times] [n_i \times]] \tag{13}$$

连杆与动平台的加速度映射为

$$E_i = J_{w_i} \ddot{X} + \dot{J}_{w_i} \dot{X} \tag{14}$$

其中

$$\dot{J}_{w_i} = \frac{1}{L_i} [n_i \times] \left(I_3 - \frac{e_i n_i^T}{n_i^T e_i} \right) [O_3 \quad [(RS_i \times \omega) \times]] - [n_i \times] \frac{e_i \dot{n}_i^T}{n_i^T e_i} J_{n_i} \tag{15}$$

支链质心加速度方程为

$$a_{L_i} = J_{V_i} \ddot{X} + \dot{J}_{V_i} \dot{X} \tag{16}$$

其中

$$\dot{J}_{V_i} = [O_3 \quad [(RS_i \times \omega) \times]] - [T_i r_L \times] \dot{J}_{w_i} + [(T_i r_L) \times (n_i \times J_{n_i} \dot{X})] [n_i \times] J_{n_i} \tag{17}$$

动平台惯性力和作用力螺旋为

$$\begin{aligned} \hat{F}_p &= \begin{bmatrix} m_p g \\ O_3 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} m_p a_p \\ I_p \varepsilon + \omega \times I_p \omega \end{bmatrix} = \\ &\begin{bmatrix} m_p g \\ O_3 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} m_p I_3 & O_3 \\ O_3 & I_p \end{bmatrix} J_p \ddot{X} - \\ &\begin{bmatrix} m_p I_3 & O_3 \\ O_3 & I_p \end{bmatrix} \dot{J}_p \dot{X} - \begin{bmatrix} O_3 & O_3 \\ O_3 & \omega \times I_p \omega \end{bmatrix} \end{aligned} \tag{18}$$

式中 m_p ——动平台质量
 g ——重力加速度
 I_p ——与自身质心的惯量矩阵
滑块惯性力和作用力螺旋为

$$\begin{aligned} \hat{F}_{s_i} &= \begin{bmatrix} m_s g \\ O_3 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} m_s a_{s_i} \\ I_{s_i} \varepsilon_{s_i} + \omega_{s_i} \times I_{s_i} \omega_{s_i} \end{bmatrix} = \\ &\begin{bmatrix} m_s g \\ O_3 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} m_s I_3 & O_3 \\ O_3 & I_{s_i} \end{bmatrix} J_{s_i} \ddot{X} - \\ &\begin{bmatrix} m_s I_3 & O_3 \\ O_3 & I_{s_i} \end{bmatrix} \dot{J}_{s_i} \dot{X} \end{aligned} \tag{19}$$

式中 m_s ——滑块质量 I_{s_i} ——滑块惯量矩阵
 ω_{s_i} ——滑块角速度矢量
支链惯性力和作用力螺旋为

$$\begin{aligned} \hat{F}_{L_i} &= \begin{bmatrix} m_L g \\ O_3 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} m_L a_{L_i} \\ I_{L_i} E_i + W_i \times I_{L_i} W_i \end{bmatrix} = \\ &\begin{bmatrix} m_L g \\ O_3 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} m_L I_3 & O_3 \\ O_3 & I_{L_i} \end{bmatrix} J_{L_i} \ddot{X} - \\ &\begin{bmatrix} m_L I_3 & O_3 \\ O_3 & I_{L_i} \end{bmatrix} \dot{J}_{L_i} \dot{X} \end{aligned} \tag{20}$$

式中 m_L ——运动支链质量
 J_{L_i} ——动平台与运动支链速度映射矩阵
 I_{L_i} ——运动支链惯量矩阵

根据求解出的运动支链、动平台以及滑块质心广义力矩阵,推导出各部分质心虚位移与相应的 Jacobian 矩阵,基于虚功原理可将六自由度并联机构动力学方程表示为

$$J^T \tau + J_p^T \hat{F}_p + \sum_{i=1}^N J_{L_i}^T \hat{F}_{L_i} + \sum_{i=1}^N J_{s_i}^T \hat{F}_{s_i} = 0 \tag{21}$$

为了方便地表达六自由度并联机构的动态性能以及进一步应用于动力学力矩前馈补偿,将基于虚功原理建立的动力学方程简化成封闭式动力学方程形式,即

$$M_X(X) \ddot{X} + V_X(X) \dot{X} + G_X(X) = J^T \tau \tag{22}$$

其中 $M_X(X) = \sum_{k=1}^N J_k^T \begin{bmatrix} m_k I_3 & O_3 \\ O_3 & I_k \end{bmatrix} J_k \tag{23}$

$$V_X(X) = \sum_{k=1}^N J_k^T \begin{bmatrix} m_k I_3 & O_3 \\ O_3 & I_k \end{bmatrix} \dot{J}_k \tag{24}$$

$$G_X(X) = - \sum_{k=1}^N J_k^T \begin{bmatrix} m_k g \\ O_3 \end{bmatrix} \tag{25}$$

式中 $M_X(X)$ ——机构质量矩阵
 $V_X(X)$ ——离心力和科氏力矩阵
 $G_X(X)$ ——机构重力向量
 $J^T \tau$ ——动平台坐标系驱动力投影

3 动力学控制

目前大多数六自由度并联机构的运动控制系统仍采用经典 PID 控制算法或者基于 PID 控制算法衍生而来的其他相近控制算法^[18]。这类控制方式针对运动精度要求不高或轻载并联机构取得了良好的效果,但对于运动精度要求高或者负载大的并联机构并不能满足要求,同时在并联机构运动过程中,由于驱动关节力矩波动较大,采用经典 PID 控制算法的运动控制器没有考虑离心力和哥氏力、重力、摩擦力等非线性因素和各轴间的动力学耦合等因素,从

而导致并联机构各驱动关节滑块位置跟踪精度较差、响应速度较慢、跟随误差大。

针对传统的伺服系统三闭环控制结构无法快速准确地响应滑块力矩快速变化的问题,可以通过对

六自由度并联机构进行力矩前馈补偿来改善机构运动精度和运动性能。六自由度并联机构力矩前馈补偿是在传统机构驱动器三闭环结构基础上增加了力矩前馈补偿部分,如图 3 所示。

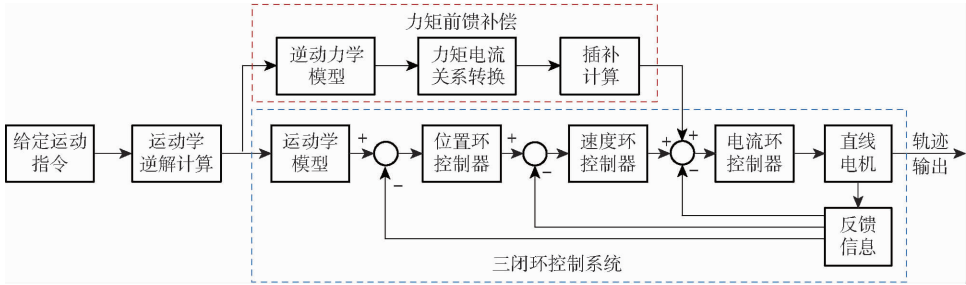


图 3 并联机构力矩前馈补偿控制框图

Fig. 3 Parallel mechanism torque feedforward compensation control diagram

力矩前馈补偿模块中集成了六自由度并联机构逆动力学模型,其根据给出的机构关节空间轨迹实时计算出机构各关节滑块所需力矩,通过各驱动关节滑块力矩与电流转换关系,将机构动力学模型计算出的关节滑块力矩转换成前馈电流,在开放伺服程序里进行插值补偿计算,将补偿值叠加到控制系统电流环的输入端,进而完成对六自由度并联机构的动力学力矩前馈补偿。对并联机构进行力矩前馈补偿时,为了提取计算前馈补偿力矩所需的机构运动信息,保证规划的运动轨迹更加平滑,需要对逆动力学模型计算的运动轨迹进行插补^[22]。在 SPLINE1 模式下,长移动被分成时间相等的段,每段是 TM(I5113 为 50 ms)。运动控制卡通过采取指定点 P_i 和任一侧指定点进行加权平均,沿着样条每个点为各轴计算中间“路径点” WP_i 。对于均匀样条,计算式为

$$WP_i = \frac{P_{i-1} + 4P_i + P_{i+1}}{6}$$

(26)

由于机构驱动器电流环的周期通常比较短,而前馈周期则较长,运动控制器会将前馈电流进行插补然后再叠加到机构驱动器电流环上。六自由度并联机构的力矩前馈补偿是在传统的伺服三闭环控制结构上增加力矩前馈补偿。该方法通过建立较为准确的机构动力学模型,提前计算出电流环的前馈控制量,将其叠加在机构伺服驱动器的电流环上,从而提高并联机构各驱动关节滑块位置跟踪精度,加快机构各驱动关节滑块响应速度,改善机构动态性能。

4 实验

4.1 平台搭建

由于该直线电机驱动的六自由度并联机构的驱动滑块采用空气轴承,动平台和静平台均通过高精度球铰与运动支链连接,相关理论和实践证明,在充

分润滑的条件下,驱动关节滑块上的库仑摩擦力的变化相对惯性力和重力的影响较小,所以在补偿力矩计算模型中不考虑驱动关节摩擦力。根据逆动力学模型可以实时计算出关节滑块各个位姿下的驱动力矩。

滑块驱动力计算式为

$$F_i = K_{i_i} I_i \quad (i = 1, 2, \dots, 6)$$

(27)

式中 F_i ——第 i 个滑块驱动力

K_{i_i} ——电机力常数系数

I_i ——第 i 个滑块模拟输出电流

将计算出的驱动力换为电流^[23],实验采用 6 个 AKD-P00606-NBEC-000 型伺服驱动器,根据驱动器模拟输入电流与电压比例关系得 1 V:0.145 A,当伺服系统电机驱动器设置为转矩控制模式时,可以将 Turbo PMAC 控制器输出的指令电压作为表征电机驱动力矩的模拟信号。因为 PMAC 端口接单端输出,而 UMAC 端口接差分输出,所以 UMAC 的输出对应 32768/2 ~ 10 V,最后得到驱动力矩的对应输出电压。

为验证动力学模型的准确性和开放伺服算法与动力学前馈补偿相结合控制策略的有效性,搭建直线电机驱动的六自由度振动校准实验平台,如图 4 所示。

该直线电机驱动的六自由度并联振动校准系统实验样机工作空间如表 1 所示。

该样机位移精度为 0.01 mm,转动角精度为 0.02°。本文给定六自由度振动校准系统的运动频率为 10 Hz 以下的正弦运动,而单独直线电机运动频率可达 100 Hz,可以通过 PMAC 编写开放伺服程序,提高机构运动频率。

4.2 振动控制效果

在上位机给定机构运动指令,通过机构逆动力学模型计算力矩,但由于动力学模型复杂,计算量非

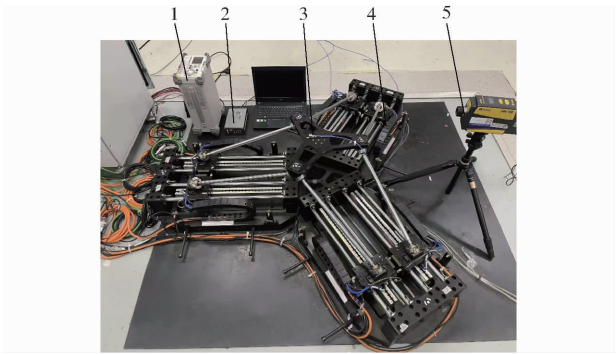


图 4 六自由度振动校准系统实验平台

Fig.4 6-DOF vibration calibration system experimental platform

1. 电源 2. 数据采集仪 3. 加速度传感器 4. 振动校准平台
5. 激光干涉仪

表 1 六自由度振动校准系统的工作空间

Tab.1 6-DOF vibration calibration system workspace

参数	数值
x 轴工作空间/mm	± 175
y 轴工作空间/mm	± 175
z 轴工作空间/mm	± 125
最大移动速度/ $(\text{mm}\cdot\text{s}^{-1})$	1 000
最大加速度/ $(\text{mm}\cdot\text{s}^{-2})$	10 000
最大承受负载/kg	5

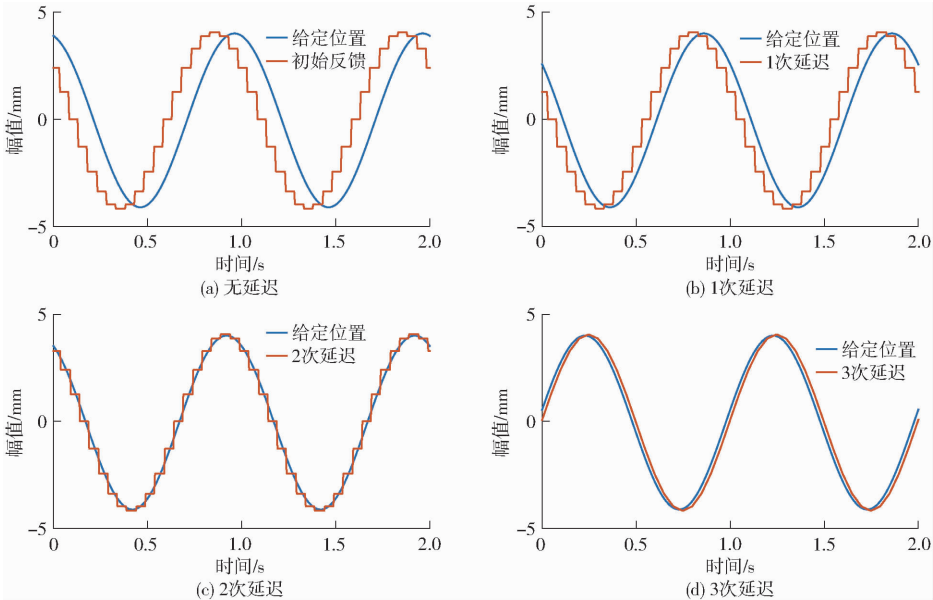


图 5 插补计算过程

Fig.5 Imputation calculation process

在上位机控制软件窗口输入正弦轨迹运动指令,通过直线电机的光栅读数头读取光栅尺信息,反馈给驱动器,运动控制卡接收到软件发出的运动指令,在运动控制卡数据采集模式下对装置的运动命令值与直线电机光栅位移反馈值进行数据采集与处理,对比命令值与增加前馈补偿和不进行前馈补偿的反馈值,结果如图 6 所示。

常大,计算任务需要在运动控制器的伺服周期 (Turbo PMAC 控制器的伺服周期约为 0.4 ms) 内完成,复杂的动力学计算会给运动控制系统造成很大的负担,甚至导致运动控制器崩溃,并且需要用状态估计器进行估计和修正,因此需要用到 Turbo PMAC 控制器的开放伺服功能。

在开放伺服程序里进行插值补偿,经实验需要对逆动力学解算出的力矩进行 3 次延迟,通过 PMAC 机制解算出来的滑块位移和逆动力学解算出来的力矩实现同步。在上位机给定频率为 1 Hz、幅值为 5 mm 的正弦运动激励,图 5a 为未进行延迟的初始力矩与运动学逆解解算的滑块位移比较;图 5b 为进行 1 次延迟的力矩与运动学逆解解算出来的滑块位移比较;图 5c 为进行 2 次延迟的力矩与运动学逆解解算的滑块位移比较;图 5d 为进行 3 次延迟的力矩与运动学逆解解算的滑块位移比较,在此基础上进行了插值补偿。

通过 3 次延迟,使得逆解解算出来的驱动关节滑块位移与逆动力学在伺服程序下补偿出来的力矩相位对齐,实现同步效果,而且经过插补计算使给定轨迹变得更加平滑稳定,在此基础上进行补偿效果更加明显。

图 6 为 1 号滑块在频率为 1 Hz 时不同幅值下命令值与有无前馈补偿的反馈值对比,未进行动力学力矩补偿的反馈值曲线和命令值曲线峰值误差较大,在进行力矩补偿之后,减少了跟随误差,使反馈值曲线与命令值曲线更加贴合,误差更小。

设计并规划并联机构在动平台坐标系 $O'x'y'z'$ 下的运动轨迹,并联机构进行不同幅值下的 Z 轴单

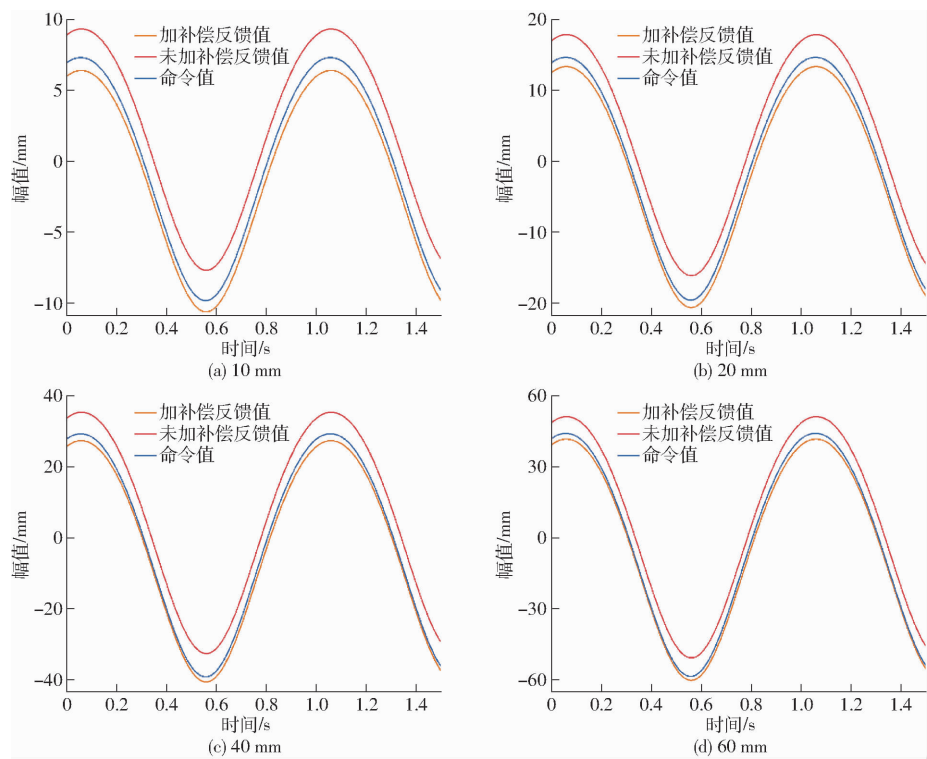


图6 不同幅值下命令值和反馈值

Fig.6 Command value and feedback value under different amplitudes

自由度正弦运动 $z = A\cos(\pi t)$ 。在幅值 10、20、40、60 mm 下进行动力学力矩补偿实验。

选择跟随误差峰值误差和跟随误差均方根进行量化^[24]。跟随误差的峰值误差即绝对值最大的跟随误差,跟随误差均方根计算式为

$$RMS_f = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N e^2} \quad (28)$$

式中 RMS_f ——跟随误差均方根
 N ——采样点总数
 e ——跟随误差

在不同幅值时各个驱动关节滑块在不加动力学前馈补偿和增加了动力学力矩补偿后峰值误差实验结果对比如表 2 所示。

表 2 不同幅值下有无前馈补偿峰值误差								
Tab.2 Peak error with or without feed-forward compensation at different amplitudes								
滑块 序号	幅值 10 mm		幅值 20 mm		幅值 40 mm		幅值 60 mm	
	不加	加	不加	加	不加	加	不加	加
	补偿	补偿	补偿	补偿	补偿	补偿	补偿	补偿
1	1.069	0.638	1.099	0.670	1.279	0.726	1.519	0.787
2	1.128	0.408	1.162	0.416	1.392	0.526	1.621	0.626
3	1.030	0.996	1.060	1.035	1.182	1.094	1.489	1.231
4	1.011	0.154	1.050	0.191	1.211	0.187	1.416	0.231
5	1.060	0.289	1.079	0.289	1.250	0.332	1.475	0.368
6	0.981	0.291	1.021	0.287	1.172	0.330	1.382	0.370

并联机构 1 号滑块在幅值 10 mm 下运动,驱动

关节滑块不加前馈补偿的峰值误差为 1.069 mm,力矩前馈补偿控制下的峰值误差为 0.638 mm,峰值误差下降 40.32%;在幅值 20 mm 下运动,驱动关节滑块不加前馈补偿的峰值误差为 1.099 mm,力矩前馈补偿控制下的峰值误差为 0.670 mm,峰值误差下降 39.04%;在幅值 40 mm 下运动,驱动关节滑块不加前馈补偿的峰值误差为 1.279 mm,力矩前馈补偿控制下的峰值误差为 0.726 mm,峰值误差下降 43.24%;在幅值 60 mm 下运动,驱动关节滑块不加前馈补偿的峰值误差为 1.519 mm,力矩前馈补偿控制下的峰值误差为 0.787 mm,峰值误差下降 48.19%。

图 7a 为幅值 10 mm 下的跟随误差,无力矩前馈补偿下跟随误差残差均方根为 0.964 mm,力矩前馈补偿下跟随误差残差均方根为 0.546 mm,残差均方根下降 43.36%;图 7b 为幅值 20 mm 下的跟随误差,无力矩前馈补偿下跟随误差残差均方根为 0.942 mm,力矩前馈补偿下的跟随误差残差均方根为 0.554 mm,残差均方根下降 41.19%;图 7c 为幅值 40 mm 下的跟随误差,无力矩前馈补偿下跟随误差残差均方根为 0.946 mm,力矩前馈补偿下跟随误差残差均方根为 0.545 mm,残差均方根下降 42.39%;图 7d 为幅值 60 mm 下的跟随误差,无力矩前馈补偿下跟随误差残差均方根为 1.020 mm,力矩前馈补偿下跟随误差残差均方根为 0.575 mm,残差均方根下降 43.63%。

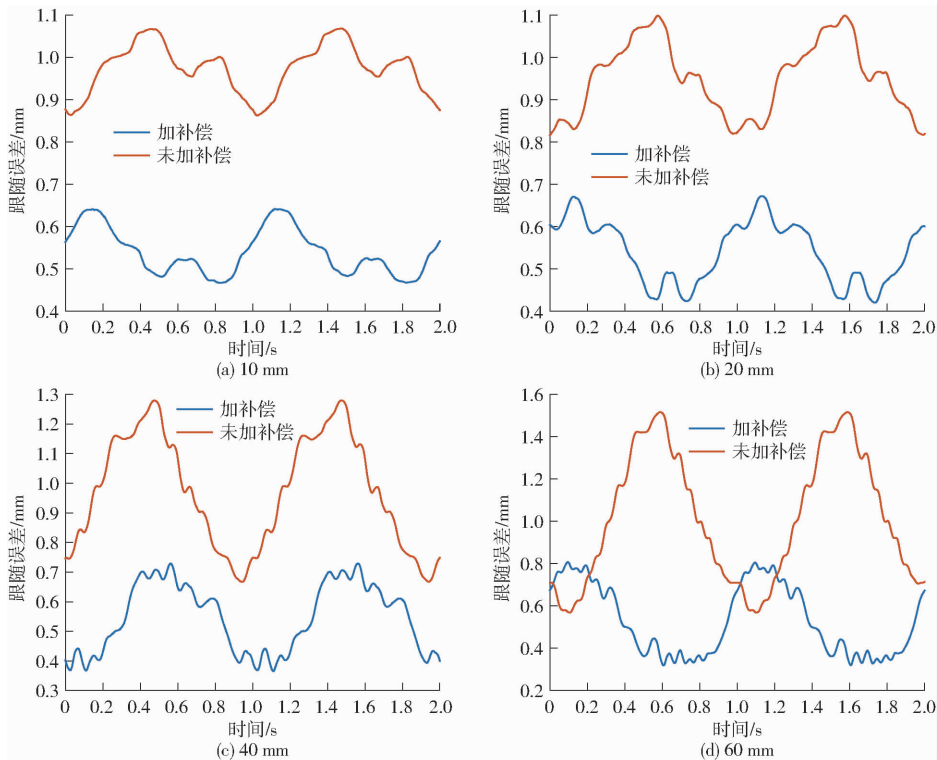


图 7 不同幅值下跟随误差
Fig. 7 Follow error at different amplitudes

由此可见,机构各驱动关节滑块的位置跟随峰值误差和均方根都有明显下降,力矩前馈补偿在不同幅值下均有效果,减小了各驱动关节滑块位置跟随误差,提高了各关节响应速度。

4.3 振动性能测试

直驱并联机构六自由度振动校准系统可以实现对传感器校准和性能分析,其性能参数对校准精度影响很大,这些参数的准确测量是建立可靠的振动计量和追溯系统的前提。对于振动台计量来说振动台的横向振动比和谐波失真度是非常重要的技术指标。

将三轴向加速度计按照相应规程的要求安装在振动台台面上,在不同频率下用三轴向加速度计测量 3 个方向的加速度幅值,直驱并联六自由度振动校准系统横向振动比 T_r 定义为横向振幅与轴向振幅之和的比值,可表示为

$$T_r = \frac{\sqrt{a_y^2 + a_z^2}}{a_x} \times 100\% \quad (29)$$

式中 a_y, a_z ——垂直于主振方向的两个相互垂直轴的加速度幅值分量

a_x ——主振方向加速度幅值

可以计算出直驱并联的六自由度振动校准系统的横向振动比。虽然 a_y 和 a_z 通常与 a_x 相比较小,但也给振动校准和可追溯性带来了不可忽略的不确定性。此外,它们对于横向灵敏度校准至关重要。

图 8a 为频率 1 Hz 时不同幅值下分别以 x, y, z 轴为主振方向的动平台横向振动比,平台横向振动比区间为 0.011% ~ 0.014%,图 8b 为幅值 1 mm 时不同频率下分别以 x, y, z 轴为主振方向的动平台横向振动比,平台横向振动比区间为 0.011% ~ 0.013% ,

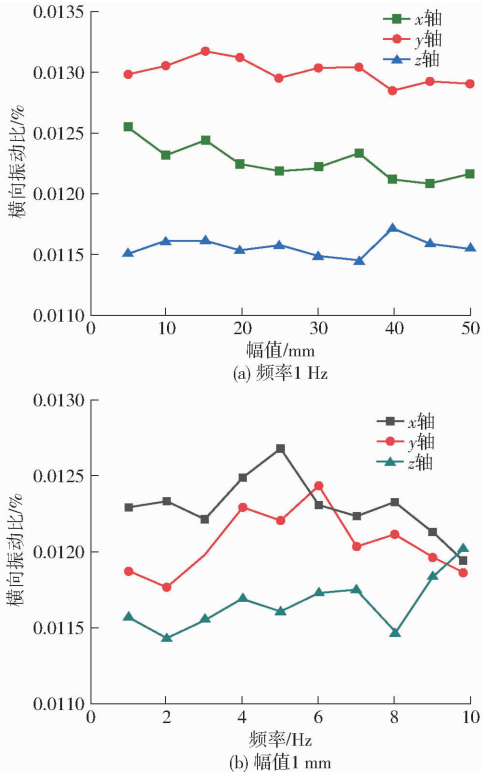


图 8 横向振动比
Fig. 8 Lateral vibration ratio

实验结果表明,平台在不同频率和不同幅值下横向振动比比值均较小,证明平台具有较好的性能。

用激光干涉仪同时测量加速度基波幅值和 5 次谐波幅值,平台谐波失真度 H_d 计算式为

$$H_d = \frac{\sqrt{A_2^2 + A_3^2 + A_4^2 + A_5^2}}{A_1} \times 100\%$$

(30)

式中 A_1 ——加速度基波幅值
 A_2 —— A_1 的 2 次谐波幅值
 A_3 —— A_1 的 3 次谐波幅值
 A_4 —— A_1 的 4 次谐波幅值
 A_5 —— A_1 的 5 次谐波幅值

图 9a 为频率 1 Hz 时不同幅值下的平台谐波失真度,失真度小于 2%,随着频率的增大谐波失真度减小。图 9b 为幅值为 1 mm 时不同频率的平台谐波失真度,失真度也小于 2%,随着幅值增大谐波失真度减小。较低的谐波失真度表示信号较纯净,较高的谐波失真度则表示信号存在较多的谐波分量,质量较差。

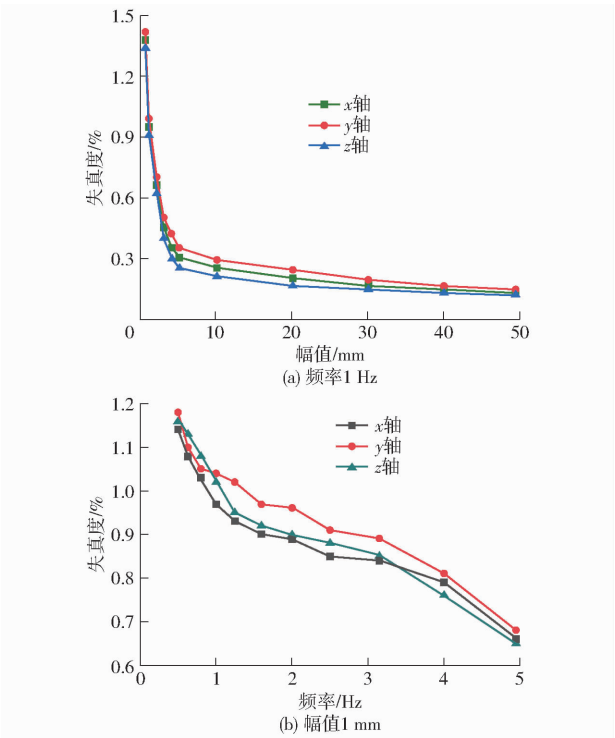


图 9 谐波失真度
Fig. 9 Harmonic distortion

通过对平台横向振动比和谐波失真度的测量,实验平台横向振动比较小,且谐波失真度均在理想的失真度范围之内,该平台具有很好的稳定性和较好的性能指标。

4.4 振动校准结果

在搭建的六自由度振动校准平台上,将传感器放置于动平台中心,配合激光测量系统和数据采集卡,对 MSV3100A-02 型三轴加速度传感器进行校

准实验,并对传感器灵敏度进行分析。
进行加速度传感器校准时,设计动平台的运动轨迹为沿 x 、 y 、 z 轴 3 个方向的正弦运动,运动频率设计为基于三分之一倍频程的 0.50 ~ 5.00 Hz,设定动平台运动幅值随频率增加而减小,测量得到 MSV3100A-02 型三轴加速度传感器不同方向灵敏度校准结果如表 3 所示。

表 3 加速度传感器校准结果
Tab.3 Accelerometer calibration results

频率/Hz	幅值/mm	灵敏度/($\text{mV} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}^{-1}$)		
		x 轴	y 轴	z 轴
0.50	100	102.605	102.447	98.798
0.63	100	102.344	102.064	98.627
0.80	60	102.110	102.144	98.356
1.00	50	102.099	102.160	98.498
1.25	30	102.274	102.639	98.442
1.60	20	102.938	102.035	98.604
2.00	15	102.216	102.406	98.312
2.50	10	102.403	102.371	98.375
3.15	5	102.335	102.314	98.886
4.00	3	102.361	102.574	98.619
5.00	1	102.335	102.123	98.807

为了满足测量范围的要求,规定所需仪器设备的推荐技术指标^[25],如表 3 所示,在 0.50 ~ 5.00 Hz 频段内,MSV3100A-02 型三轴加速度传感器的 x 、 y 、 z 轴 3 个方向灵敏度分别为 102、102、98 $\text{mV} \cdot \text{s}^2/\text{m}$,在该频率段没有明显衰减。

5 结论

(1)利用虚功原理建立机构的动力学模型,给定空间轨迹,通过逆动力学模型解算出各关节滑块所需力矩。利用开放伺服功能扩大运行周期,进行完整的动力学模型解算,并对运动轨迹进行插值补偿。
(2)在伺服三闭环结构的基础上增加了力矩前馈补偿部分,完成了对机构的力矩实时补偿。并联机构样机运动控制实验结果表明,在不同幅值的正弦运动时,跟随误差峰值误差分别下降 40.32%、39.04%、43.24%、48.19%,证明了该动力学前馈补偿策略可有效降低驱动关节滑块跟随误差,减小力矩波动。

(3)对实验平台进行谐波失真度和横向振动比测量,结果表明,该实验样机具有良好的稳定性和优越性。可以对传感器进行校准和性能分析,相比于低频振动台具有较大运动位移,可实现 2 g 及以上加速度,采用光栅尺反馈具有实现控制和多自由度校准等优势。

参 考 文 献

- [1] 黄玲涛,王彬,倪水,等.基于力传感器重力补偿的机器人柔顺控制研究[J].农业机械学报,2020,51(3):386-393.
HUANG Lingtao, WANG Bin, NI Shui, et al. Robotic compliant control based on force sensor gravity compensation[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(3): 386-393. (in Chinese)
- [2] 徐娜,颜嘉铭,邢运宏,等.基于微振动台的传感器位置偏移检测与自校准系统设计[J].传感技术学报,2022,35(9):1174-1181.
XU Na, YAN Jiaming, XING Yunhong, et al. Design of self-calibration system for sensor position offset based on micro vibration[J]. Chinese Journal of Sensors and Actuators, 2022, 35(9): 1174-1181. (in Chinese)
- [3] 匙庆磊.低频标准振动台系统和振动校准技术研究[D].北京:中国地震局工程力学研究所,2015:13-21.
CHI Qinglei. A study of low-frequency standard vibration table systems and vibration calibration technology [D]. Beijing: Institute of Engineering Mechanics, China Earthquake Administration, 2015: 13-21. (in Chinese)
- [4] 沈惠平,黄骏,朱帅帅,等.5-SPS直线动平台并联机构机型与特性研究[J].农业机械学报,2016,47(6):357-365.
SHEN Huiping, HUANG Jun, ZHU Shuaishuai, et al. Novel topological structures and properties for 5-SPS parallel mechanisms with linear moving platform[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(6): 357-365. (in Chinese)
- [5] 杨桂林,吴存存,陈庆盈,等.3T1R并联机构运动学分析与优化设计[J].农业机械学报,2017,48(12):386-394.
YANG Guilin, WU Cuncun, CHEN Qingying, et al. Kinematics analysis and design optimization of novel 3T1R parallel manipulator[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(12): 386-394. (in Chinese)
- [6] 张刚.直驱精密平面并联运动平台的动力学建模与轮廓控制[D].上海:上海交通大学,2015:3-8.
ZHANG Gang. Dynamic analysis and contouring control of a 2-DOF planar parallel manipulator driven by linear motors [D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2015: 3-8. (in Chinese)
- [7] 黄祯祥,郭延文,廖剑霞,等.六自由度虚拟机床神经网络位置伺服控制[J].农业机械学报,2007,38(4):146-150.
HUANG Zhenxiang, GUO Yanwen, LIAO Jianxia, et al. Position servo control based on neural network for 6-DOF virtual-axis machine tool[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(4): 146-150. (in Chinese)
- [8] 赵星宇,赵铁石,徐雪寒,等.3-P(4S)并联平台振动特性分析与实验验证[J].农业机械学报,2018,49(7):419-426.
ZHAO Xingyu, ZHAO Tieshi, XU Xuehan, et al. Vibration characteristics analysis and experimental validation of 3-P(4S) parallel platform[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(7): 419-426. (in Chinese)
- [9] 刘志华,唐晓强,邵珠峰,等.6自由度索并联机构的振动特性[J].机械工程学报,2013,49(3):49-55.
LIU Zhihua, TANG Xiaoqiang, SHAO Zhufeng, et al. Vibration characteristic of 6-DOF cable-driven parallel manipulator[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(3): 49-55. (in Chinese)
- [10] PREUMONT A, HORODINCA M, ROMANESCU I, et al. A six-axis single-stage active vibration isolator based on Stewart platform[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 300(3-5): 644-661.
- [11] YAP H J, NG J G, ZAKARIA Z A, et al. Design and development of 6-DOF system for virtual bicycle[J]. Movement, Health and Exercise, 2016, 5(2): 31-39.
- [12] HOQUE M E, MIZUNO T, ISHINO Y, et al. A three-axis vibration isolation system using modified zero-power controller with parallel mechanism technique[J]. Mechatronics, 2011, 21(6): 1055-1062.
- [13] 许益明.基于六维加速度传感器的六维冗余振动台技术研究[D].上海:上海交通大学,2010:35-39.
XU Yiming. Study on techniques of 6-DOF redundant parallel vibration table on basic of 6-axes acceleration sensor[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2010: 35-39. (in Chinese)
- [14] ALVAREZ-RAMIREZ J, KELLY R, CERVANTES I. Semiglobal stability of saturated linear PID control for robot manipulators [J]. Automatica, 2003, 39(6): 989-995.
- [15] 孙玉阳.重载机器人动力学建模及前馈控制方法研究与实现[D].南京:东南大学,2017:65-71.
SUN Yuyang. Research and implementation of dynamic modeling and feedforward control for heavy duty robot [D]. Nanjing: Southeast University, 2017: 65-71. (in Chinese)
- [16] 柳贺,平国祥,曾辉.基于力矩前馈的重载机器人控制研究与实现[J].机械制造与自动化,2016,45(2):170-172.
LIU He, PING Guoxiang, ZENG Hui. Control and realization of heavy duty robot based on the feedforward torque technology [J]. Machine Building and Automation, 2016, 45(2): 170-172. (in Chinese)
- [17] PILTAN F, YARMAHMOUDI M H, SHAMSODINI M, et al. PUMA-560 robot manipulator position computed torque control methods using Matlab/Simulink and their integration into graduate nonlinear control and Matlab courses[J]. International Journal of Robotics and Automation, 2012, 3(3): 167-191.
- [18] 应舜安,林桐.平面二自由度冗余驱动并联机器人的鲁棒控制[J].福州大学学报(自然科学版),2005,7(4):487-490.
YING Shun'an, LIN Tong. Robust control of planar parallel robot with redundant actuation[J]. Journal of Fuzhou University (Natural Science Edition), 2005, 7(4): 487-490. (in Chinese)

- [14] 余顺年,马履中.两平移一转动并联机构位置及工作空间分析[J].农业机械学报,2005,36(8):103-106.
YU Shunnian, MA Lüzhong. Position and workspace analysis of parallel mechanism with two translational and one rotational degree of freedom[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36(8):103-106. (in Chinese)
- [15] 林浩,石志新,罗玉峰,等.可用于铺盘调节的2T1R并联机构的综合与运动学分析[J].机械传动,2022,46(5):48-52,99.
LIN Hao, SHI Zhixin, LUO Yufeng, et al. Synthesis and kinematics analysis of a 2T1R parallel mechanism that can be used for spreading tray adjustment[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2022,46(5):48-52,99. (in Chinese)
- [16] 覃才友,黄娟,李小汝.一种新型闭环支链冗余并联机构[J].机械传动,2019,43(7):84-90.
QIN Caiyou, HUANG Juan, LI Xiaoru. A new type of closed-loop limb redundant parallel mechanism[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2019,43(7):84-90. (in Chinese)
- [17] TIAN Haibo, WANG Chengyu, MA Hongwei, et al. Kinematic analysis and workspace investigation of novel 3-RPS/(H) metamorphic parallel mechanism[J]. Journal of Mechanisms and Robotics,2011,59(2):1-19.
- [18] 沈惠平,朱晨阳,李菊,等.零耦合度部分运动解耦2T1R并联机构拓扑与性能研究[J].农业机械学报,2023,54(2):419-429,440.
SHEN Huiping, ZHU Chenyang, LI Ju, et al. Topology and performance analysis of 2T1R parallel mechanism with zero coupling degree and motion decoupling[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(2):419-429,440. (in Chinese)
- [19] LI Bing, CHEN Yuan, DENG Zongquan, et al. Conceptual design and analysis of the 2T1R mechanism for a cooking robot[J]. Robotics and Autonomous Systems,2011,59(2):74-83.
- [20] 沈惠平,朱忠顺,孟庆梅,等.零耦合度空间2T1R并联机构运动学与刚度建模分析[J].农业机械学报,2020,51(10):411-420.
SHEN Huiping, ZHU Zhongqi, MENG Qingmei, et al. Kinematics and stiffness modeling analysis of spatial 2T1R parallel mechanism with zero coupling degree[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(10):411-420. (in Chinese)
- [21] 邹建星,罗玉峰,石志新,等.一种新型2T1R并联机构的位置与工作能力分析[J].机械设计与研究,2020,36(3):19-22,29.
ZOU Jianxing, LUO Yufeng, SHI Zhixin, et al. Analysis of workspace and rotational capacity of 2-translational and 1-rotation parallel mechanism[J]. Machine Design and Research, 2020,36(3):19-22,29. (in Chinese)
- [22] 李永泉,郭雨,张阳,等.基于牛顿欧拉法的一种空间被动过约束并联机构动力学建模方法[J].机械工程学报,2020,56(11):48-57.
LI Yongquan, GUO Yu, ZHANG Yang, et al. Dynamic modeling method of spatial passive over-constrained parallel mechanism based on Newton Euler method[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020,56(11):48-57. (in Chinese)
- [23] 高洪,赵韩.6-3-3并联机构逆动力学分析与仿真[J].农业机械学报,2007,38(9):130-133,111.
GAO Hong, ZHAO Han. Inverse dynamic analysis and simulation of 6-3-3 parallel mechanism with six-degree-of-freedom[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2007,38(9):130-133,111. (in Chinese)
- [24] 杨廷力,沈惠平,刘安心,等.机器人机构拓扑结构设计[M].北京:科学出版社,2012.
- [25] 沈惠平.机器人机构拓扑特征运动学[M].北京:高等教育出版社,2021.

(上接第423页)

- [19] 翟敬梅,康博,唐会华.工业机器人轨迹跟踪的自适应模糊变结构算法[J].华南理工大学学报(自然科学版),2012,40(12):12-16.
ZHAI Jingmei, KANG Bo, TANG Huihua. Adaptive fuzzy variable structure control algorithm for trajectory tracking of industrial robots[J]. Journal of South China University of Technology(Natural Science Edition), 2012,40(12):12-16. (in Chinese)
- [20] 胡圣鑫.星载SAR天线6-PSS调整机构研究[D].西安:西安电子科技大学,2020:31-36.
HU Shengxin. On the 6-PSS parallel adjusting mechanism for space-borne SAR antenna[D]. Xi'an: Xidian University, 2020:31-36. (in Chinese)
- [21] DONG W, DU Z, SUN L. Stiffness influence atlases of a novel flexure hinge-based parallel mechanism with large workspace[C]//2005 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems. IEEE, 2005: 856-861.
- [22] WANG D, WU J, WANG L, et al. A postprocessing strategy of a 3-DOF parallel tool head based on velocity control and coarse interpolation[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2017, 65(8): 6333-6342.
- [23] 翟国栋,刘龙宇,蔡晨光,等.直线电机驱动六自由度并联机构动力学特性研究[J].农业机械学报,2022,53(11):450-458.
ZHAI Guodong, LIU Longyu, CAI Chenguang, et al. Dynamic characteristics of 6-DOF parallel mechanism driven by linear motor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022,53(11):450-458. (in Chinese)
- [24] 康博.工业机器人轨迹跟踪控制算法研究[D].广州:华南理工大学,2013.
KANG Bo. Research of trajectory tracking algorithms for industrial robot[D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2013. (in Chinese)
- [25] 方翠.磁电式振动传感器恒流激励测量技术研究[D].杭州:中国计量大学,2020:69-72.
FANG Cui. Research on constant current excitation measurement technology of magnetoelectric vibration sensor[D]. Hangzhou: China Jiliang University, 2020:69-72. (in Chinese)