

基础激励下 6-UHP 并联平台的动力学建模与仿真

王晓明^{1,2}, 徐振邦¹, 王 兵^{1,2}, 梁凯翔^{1,2}, 吴清文¹

(1. 中国科学院长春光学精密机械与物理研究所空间机器人工程中心空间机器人系统创新研究室, 吉林 长春 130033;

2. 中国科学院大学, 北京 100049)

摘 要: 面向隔振指向技术的研制需求, 开展了基础激励下 6-UHP (universal-Hooke-prismatic) 并联平台的动力学建模与仿真研究。首先, 介绍了 6-UHP 并联平台的结构特点; 接着, 利用 Kane 方法对并联平台进行理论建模, 得到完整动力学方程; 最后, 利用联合仿真技术对并联平台的理论模型进行验证。结果表明, 仿真得到的 6 维加速度曲线与输入加速度曲线吻合度良好, 最大误差为 5.40%, 最小误差为 0.25%, 充分验证了动力学模型的准确性。

关键词: 并联平台; 精密指向; Kane 方法; 动力学建模; 联合仿真

中图分类号: TH113.1

文献标识码: A

文章编号: 1002-0446(2016)-06-0687-09

Dynamic Modeling and Simulation of a 6-UHP Parallel Platform under Base Excitation

WANG Xiaoming^{1,2}, XU Zhenbang¹, WANG Bing^{1,2}, LIANG Kaixiang^{1,2}, WU Qingwen¹

(1. Innovation Lab of Space Robot System, Space Robotics Engineering Center, Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China; 2. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

Abstract: Dynamic modeling and simulation of a 6-UHP (universal-Hooke-prismatic) parallel platform under base excitation are studied for the requirements of vibration isolation and precision pointing technology. Firstly, the structure characteristics of 6-UHP parallel platform are introduced. Then, the theoretical modeling based on Kane formulation is performed, and the complete dynamic equation of the parallel platform is derived. Finally, the theoretical model of the parallel platform is verified by co-simulation. The results indicate that the 6-dimensional acceleration curve obtained from simulation is similar to the input acceleration curve, the maximum relative error is 5.40%, and the minimum relative error is 0.25%. Thus, the accuracy of the dynamic model is fully verified.

Keywords: parallel platform; precision pointing; Kane formulation; dynamic modeling; co-simulation

1 引言 (Introduction)

随着航天技术的不断发展, 大型空间天文台、遥感载荷、定向能系统、激光通信终端对精密指向性能的要求越来越高^[1]。例如, 哈勃太空望远镜的指向稳定度为 0.007''^[2], 詹姆斯·韦伯空间望远镜的指向稳定度达到了 0.004''^[3]。然而航天器上的各种振动源^[4], 如低温制冷机、反作用飞轮^[5]、太阳帆板的展开机构等, 会将振动传递给光学有效载荷, 导致其指向不稳定、无法正常工作。解决该问题的措施之一是对光学载荷进行振动隔离^[6]和指向控制。

隔振的目的是防止卫星平台的振动传递给光学载荷, 隔振包括主动隔振技术和被动隔振技术。

被动隔振技术具有可靠性高、成本低的特点, 能够有效地削弱高频振动^[7]; 而主动隔振技术在低频段具有被动隔振无法比拟的优势, 但对传感器、作动器及运算处理器的要求比较高。随着技术的发展, 可靠性更高、能耗更低的智能传感器、作动器和运算处理器应运而生, 主动隔振技术在空间敏感载荷上的应用越来越广泛。美国空军实验室 (AFRL)、霍尼韦尔公司 (Honeywell) 和喷气推进实验室 (JPL) 联合研制了一种主、被动一体的隔振悬挂系统 (VISS), 该悬挂隔振系统利用主动隔振弥补被动隔振在低频段的不足, 结合了主、被动隔振技术的优点, 用于空间精密载荷的隔振^[8]。美国海军研究生院 (NPS) 也研制了一款类似的超静平台^[9]。诺斯格鲁曼公司研制了一种主、被动隔振

基金项目: 国家自然科学基金 (11672290)。

通信作者: 徐振邦, xuzhenbang@gmail.com

收稿/录用/修回: 2016-09-01/2016-10-26/2016-10-27

系统, 虽然该系统的构型与 VISS 类似, 且主动单元都采用音圈电机, 但其被动隔振单元为约束阻尼层, 此约束阻尼层技术被用于詹姆斯·韦伯太空望远镜的隔振^[10].

指向控制的目的是通过伺服系统控制光轴指向, 能够提高成像质量, 主要用于光学有效载荷的瞄准、指向及跟踪. NPS 的航天器研究设计中心研制出一种用于光学有效载荷隔振的精密指向平台^[7], 该平台具有隔振和精密指向双重能力, 但是由于单腿悬空质量较大, 弯曲频率较低, 因此其对高频扰动的隔振效果较差. Du 等人提出了一种 PT²P^[11] 偏转指向平台和一种 6-SPS 高精度指向机构^[12]: 推导了 PT²P 平台的逆运动学解, 并用实验验证了平台的分辨率为 0.50 μrad , 重复测量精度为 0.25 μrad ; 6-SPS 高精度指向机构的分辨率达到亚微弧度量级, 重复测量率达到微弧度量级, 能够达到这一技术指标的关键性技术是被动关节采用了柔性铰链, 并通过有限元分析和实验分别验证了这一理论. 虽然许多学者及研究机构都提出了各自研制的隔振及精密指向平台, 但该类平台只能在某一性能(隔振、精密指向)指标方面表现突出, 如果将隔振平台与精密指向平台合二为一, 则会大大降低发射成本、简化空间光学载荷的辅助支撑系统、提高空间任务的成功率.

Gough-Stewart 并联平台(GSP)具有结构稳定、动态性能好、定位精度高的优点^[13-14], 尤其是 6 自由度并联平台的运动能力为光学有效载荷的指向及隔振的控制提供了良好的解决方案. 开展并联平台的指向隔振研究首先要解决的问题就是动力学建模的问题, 由于结构的复杂性及耦合性, 建模具有难度, 因此很多学者开展了相关研究. Oftadeh^[15] 等人提出了一套 GSP 的动力学方程, 并且利用拉格朗日理论验证了方程的正确性; Shao^[16] 等人利用拉格朗日方法对一种新型精密偏转指向机构进行了动力学建模, 并用模态分析和实验验证的方法证明了方程的正确性, 拉格朗日方法是跟能量有关的标量方法, 需要对方程求偏微分, 然而求偏微分的过程较为复杂, 给研究带来不便. Dasgupta^[17] 等人利用牛顿-欧拉方法, 并考虑了铰链的摩擦力和每条腿的惯性质量, 推导出一套逆解的动力学方程; 辛建^[18] 等人利用牛顿-欧拉方法建立了基于 6 维并联机构的微振动模拟器的动力学模型, 但是牛顿-欧拉方法属于矢量方法, 需要确定力的大小和方向, 然而某些力的方向却难以确定, 使问题变得复杂. 代小林^[19] 等人利用 Kane 方

法, 推导出并联平台的动力学方程, 并运用该方程对并联平台的受力进行了仿真计算, Kane 方法综合了两者的优点, 推导过程清晰、规范, 不需要考虑力的方向, 也不需要大量的符号运算, 更适用于计算机计算.

传统的 Gough-Stewart 构型由于腿的惯量和质量过大, 导致腿自身的弯曲频率较低, 影响了结构的有效带宽. 6-UHP (universal-Hooke-prismatic) 构型将铰链上移, 把腿的部分惯量和质量转移到下平台上, 有效地减小了腿的惯量和质量, 提高了单腿的弯曲频率, 有利于拓展结构带宽^[20-21]. 但是由于铰链位置改变, 产生局部自由度, 建模中需要考虑; 而且当 6-UHP 并联平台用于隔振指向时, 平台的基板存在振动, 属于基础激励问题, 建模中还要考虑基础激励的因素. 上述两点导致建模复杂度增加, 目前还没有学者做过此类研究. 本文针对基于 Stewart 平台的隔振指向性能研究, 提出一种基础激励下的 6-UHP 并联平台, 采用 Kane 方程对其进行理论建模, 建模中考虑了腿的质量、音圈电机定子部分的质量以及基础激励的问题, 推导出完整的动力学方程, 并利用联合仿真技术^[22] 对其准确性进行了验证, 为提高光学设备的成像质量、进一步开展高精度指向控制奠定了基础.

2 并联平台的结构 (The structure of parallel platform)

6-UHP 并联平台由 1 个上平台、1 个下平台和 6 条驱动腿构成, 3 维模型如图 1 所示. 驱动腿分为连接部分和作动器部分: 连接部分由万向铰链、连接杆和胡克铰构成, 连接杆通过万向铰链与上平台相连, 通过胡克铰与作动器相连; 作动器部分由弹簧片、限位片、音圈电机^[23] 和外壳构成, 详细结构如图 2 所示. 音圈电机中的音圈通过弹簧片固定, 弹簧片起直线轴承的作用, 音圈电机中的永磁

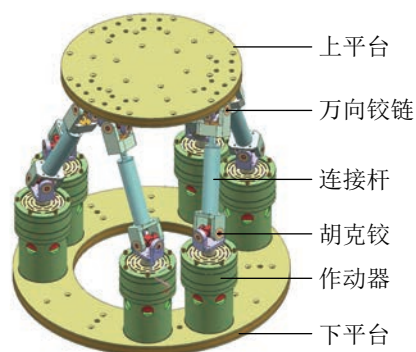


图 1 并联平台的 3 维模型

Fig.1 3-dimensional model of the parallel platform

体通过螺钉与作动器外壳相连。音圈电机超出行程范围会对设备造成损坏, 因此限位片的作用是为了防止音圈电机超出行程范围。

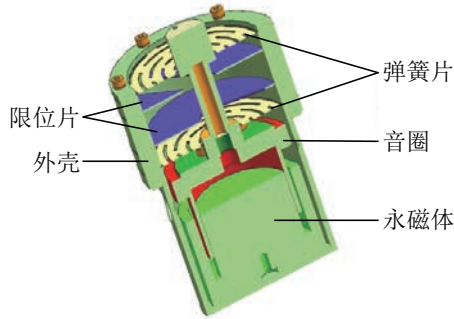


图 2 作动器的详细结构图

Fig.2 Detailed structure diagram of the actuator

根据 Kutzbach-Glückler 公式可以计算 6-UHP 并联平台的自由度, 表达式如下:

$$F = 6(n - m - 1) + \sum_{i=1}^m f_i \quad (1)$$

公式中的 n 表示构件总数, n 取 14; m 代表机构中运动副总数, 并联平台有 6 个万向铰链、6 个胡克铰和 6 个移动副, 因此 m 取 18; f_i 代表第 i 个运动副的自由度, 万向铰链有 3 个方向的旋转自由度, 胡克铰有 2 个方向的旋转自由度, 移动副有 1 个方向的平动自由度, 因此 $\sum_{i=1}^m f_i$ 取 36; F 代表并联平台的自由度数, 根据 Kutzbach-Glückler 公式计算可得, 6-UHP 并联平台有 6 个自由度。

利用有限元方法对弹簧片进行分析, 得到弹簧片的轴向刚度为 9.17 N/mm, 径向刚度为 3105.60 N/mm, 弹簧片的位移云图如图 3 所示。根据有限元分析得到的结果可知, 弹簧片的径向刚度远远大于轴向刚度, 因此弹簧片在径向产生的位移可以忽略不计。6-UHP 并联平台的驱动腿采用了双层弹簧片。与单层弹簧片相比, 双层弹簧片能更好地抑制音圈自身的扭转, 进一步保证驱动腿沿轴向方向运动。双层弹簧片的作用相当于直线轴承的作用, 因此在仿真模型中, 将弹簧片等效处理为轴向的单向弹簧。



图 3 弹簧片的位移云图

Fig.3 Deformation of the leaf spring

3 建立理论模型 (Establishment of the theoretical model)

以 Kane 方程为基础, 对并联平台建立理论模型。从运动学角度出发, 推导出上下动平台以及各个作动器、连接杆质心处的速度、加速度。选取上平台质心处的速度和角速度分量作为广义速度, 分别对负载质心、连接杆质心、作动器质心处求偏速度和偏角速度, 最后根据 Kane 方程推导出并联平台的动力学方程。

3.1 坐标系的定义

建立惯性坐标系 OID 与下平台动坐标系 BID、上平台动坐标系 PID, 其中 BID 原点和 PID 原点分别固定在下平台圆心处和上平台铰接圆圆心处, 如图 4 所示。为了表述方便, 建立辅助坐标系 ${}^B\hat{d}^i$, 固定于作动器与下平台的连接点 B_i 处, 其坐标轴 ${}^B\hat{d}_3^i = [0 \ 0 \ 1]^T$ 沿作动器的轴向方向。参考坐标系 ${}^B\hat{s}^i$ 固定于第 i 根连接杆胡克铰的转动中心, 其坐标轴 ${}^B\hat{s}_3^i$ 沿连接杆方向。随体坐标系 ${}^B\hat{s}^{*i}$ 固定于第 i 根连接杆万向铰链的转动中心 P_i 处, 其坐标轴 ${}^B\hat{s}_3^{*i}$ 沿连接杆方向。

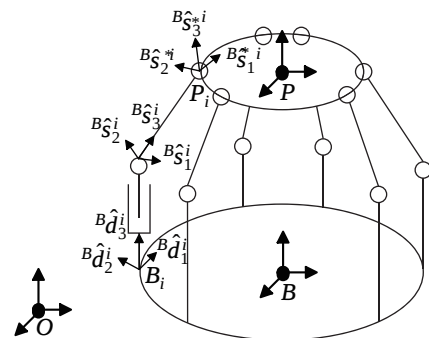


图 4 并联平台的结构简图

Fig.4 Structure schematic diagram of the parallel platform

下平台在惯性坐标系下的位姿用向量 $\mathbf{q}_b = [x_b, y_b, z_b, \alpha, \beta, \gamma]^T$ 表示, 前 3 个元素 $\mathbf{r}_b = [x_b, y_b, z_b]^T$ 表示 BID 原点在 OID 中的坐标, α, β, γ 分别表示 BID 绕轴 ${}^Ox, {}^Oy, {}^Oz$ 的旋转角; 同理, 上平台在惯性坐标系下的位姿用向量 $\mathbf{q}_p = [x_p, y_p, z_p, \psi, \theta, \varphi]^T$ 表示, $\mathbf{r}_p = [x_p, y_p, z_p]^T$ 表示 PID 原点在 OID 中的坐标, ψ, θ, φ 分别表示 PID 绕轴 ${}^Ox, {}^Oy, {}^Oz$ 的旋转角。用 ${}^O_B\mathbf{R}$ 表示 BID 相对 OID 的坐标变换矩阵, ${}^O_P\mathbf{R}$ 表示 PID 相对 OID 的坐标变换矩阵, 且 ${}^O_B\mathbf{R}$ 和 ${}^O_P\mathbf{R}$ 都采用笛卡尔坐标系变换进行描述, 则:

$${}^O_B\mathbf{R} = \begin{bmatrix} c\gamma s\beta & c\gamma s\beta s\alpha - s\gamma c\alpha & c\gamma s\beta c\alpha + s\gamma s\alpha \\ s\gamma c\beta & s\gamma s\beta s\alpha + c\gamma c\alpha & s\gamma s\beta c\alpha - c\gamma s\alpha \\ -s\beta & c\beta s\alpha & c\beta c\alpha \end{bmatrix}$$

$${}^O_P \mathbf{R} = \begin{bmatrix} c\varphi c\theta & c\varphi s\theta s\psi - s\varphi c\psi & c\varphi s\theta c\psi + s\varphi s\psi \\ s\varphi c\theta & s\varphi s\theta s\psi + c\varphi c\psi & s\varphi s\theta c\psi - c\varphi s\psi \\ -s\theta & c\theta s\psi & c\theta c\psi \end{bmatrix} \quad (2)$$

式中, $s(\cdot) = \sin(\cdot)$, $c(\cdot) = \cos(\cdot)$.

3.2 运动学分析

图 5 为第 i 根腿的运动学模型, 作动器与下平台的连接点 B_i 在惯性坐标系中的位移、速度和加速度分别表示为

$$\mathbf{r}_{bi} = \mathbf{r}_b + {}^O_B \mathbf{R}^B \mathbf{b}_i \quad (3)$$

$$\dot{\mathbf{r}}_{bi} = \dot{\mathbf{r}}_b + \boldsymbol{\omega}_b \times ({}^O_B \mathbf{R}^B \mathbf{b}_i) = \mathbf{J}_{bi,qb} \dot{\mathbf{q}}_b \quad (4)$$

$$\ddot{\mathbf{r}}_{bi} = \ddot{\mathbf{r}}_b + \dot{\boldsymbol{\omega}}_b \times ({}^O_B \mathbf{R}^B \mathbf{b}_i) + \boldsymbol{\omega}_b \times (\boldsymbol{\omega}_b \times ({}^O_B \mathbf{R}^B \mathbf{b}_i)) \quad (5)$$

式中,

$$\mathbf{J}_{bi,qb} = [\mathbf{E}_3 \quad {}^O_B \mathbf{R}^B \tilde{\mathbf{b}}_i^T {}^O_B \mathbf{R}^T] \quad (6)$$

$\mathbf{J}_{bi,qb}$ 表示下平台广义速度到下平台连接点速度的雅可比矩阵, $\boldsymbol{\omega}_b$ 表示下平台相对 OID 的角速度, $\dot{\mathbf{q}}_b = [\dot{\mathbf{r}}_b \quad \boldsymbol{\omega}_b]^T$ 表示下平台相对 OID 的广义速度, $\mathbf{E}_3$ 为 3 阶单位矩阵.

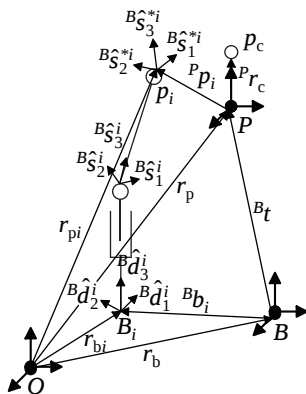


图 5 第 i 条腿的运动学模型

Fig.5 Kinematic model of the i -th leg

同理, 上铰点 P_i 在惯性坐标系中的位移、速度和加速度分别表示为

$$\mathbf{r}_{pi} = \mathbf{r}_p + {}^O_P \mathbf{R}^P \mathbf{p}_i \quad (7)$$

$$\dot{\mathbf{r}}_{pi} = \dot{\mathbf{r}}_p + \boldsymbol{\omega}_p \times ({}^O_P \mathbf{R}^P \mathbf{p}_i) = \mathbf{J}_{pi,qp} \dot{\mathbf{q}}_p \quad (8)$$

$$\ddot{\mathbf{r}}_{pi} = \ddot{\mathbf{r}}_p + \dot{\boldsymbol{\omega}}_p \times ({}^O_P \mathbf{R}^P \mathbf{p}_i) + \boldsymbol{\omega}_p \times (\boldsymbol{\omega}_p \times ({}^O_P \mathbf{R}^P \mathbf{p}_i)) \quad (9)$$

式中,

$$\mathbf{J}_{pi,qp} = [\mathbf{E}_3 \quad {}^O_P \mathbf{R}^P \tilde{\mathbf{p}}_i^T {}^O_P \mathbf{R}^T] \quad (10)$$

$\mathbf{J}_{pi,qp}$ 表示上平台广义速度到上铰点速度的雅可比矩阵, $\boldsymbol{\omega}_p$ 表示上平台相对 OID 的角速度, $\dot{\mathbf{q}}_p = [\dot{\mathbf{r}}_p, \boldsymbol{\omega}_p]^T$ 表示上平台相对 OID 的广义速度, $\mathbf{E}_3$ 为 3 阶单位矩阵.

负载质心在惯性坐标系下的位移、速度和加速度分别表示为

$$\mathbf{r}_c = \mathbf{r}_p + \mathbf{r}_c = \mathbf{r}_p + {}^O_P \mathbf{R}^P \mathbf{r}_c \quad (11)$$

$$\dot{\mathbf{r}}_c = \dot{\mathbf{r}}_p + \boldsymbol{\omega}_p \times ({}^O_P \mathbf{R}^P \mathbf{r}_c) \quad (12)$$

$$\ddot{\mathbf{r}}_c = \ddot{\mathbf{r}}_p + \dot{\boldsymbol{\omega}}_p \times ({}^O_P \mathbf{R}^P \mathbf{r}_c) + \boldsymbol{\omega}_p \times (\boldsymbol{\omega}_p \times ({}^O_P \mathbf{R}^P \mathbf{r}_c)) \quad (13)$$

式中 ${}^P \mathbf{r}_c$ 表示负载质心在上平台坐标系 PID 中的位置.

下平台连接点 B_i 和上铰点 P_i 之间的向量 $\mathbf{l}_{BP}^i$ 表示为

$$\mathbf{l}_{BP}^i = \mathbf{r}_{pi} - \mathbf{r}_{bi} \quad (14)$$

$$\dot{\mathbf{l}}_{BP}^i = \dot{\mathbf{r}}_{pi} - \dot{\mathbf{r}}_{bi} = \mathbf{J}_{pi,qp} \dot{\mathbf{q}}_p - \mathbf{J}_{bi,qb} \dot{\mathbf{q}}_b \quad (15)$$

$$\ddot{\mathbf{l}}_{BP}^i = \ddot{\mathbf{r}}_{pi} - \ddot{\mathbf{r}}_{bi} \quad (16)$$

连接杆 i 的矢量可以表示为

$$s_i ({}^O_B \mathbf{R}^B \hat{\mathbf{s}}_3^i) = \mathbf{l}_{BP}^i - d_i ({}^O_B \mathbf{R}^B \hat{\mathbf{d}}_3^i) \quad (17)$$

式中 s_i 表示第 i 根连接杆的长度, d_i 表示第 i 根作动器的长度, 由式 (17) 可知:

$$d_i = {}^O \hat{\mathbf{d}}_3^{iT} \mathbf{l}_{BP}^i - \sqrt{({}^O \hat{\mathbf{d}}_3^{iT} \mathbf{l}_{BP}^i)^2 - l_{BP}^2 + s_i^2} \quad (18)$$

则作动器伸长的速度为

$$\dot{d}_i = \frac{(\mathbf{l}_{BP}^i - d_i {}^O \hat{\mathbf{d}}_3^i)^T (\mathbf{J}_{pi,qp} \dot{\mathbf{q}}_p - \mathbf{J}_{bi,qb} \dot{\mathbf{q}}_b - d_i \boldsymbol{\omega}_b \times {}^O \hat{\mathbf{d}}_3^i)}{(\mathbf{l}_{BP}^i - d_i {}^O \hat{\mathbf{d}}_3^i)^T {}^O \hat{\mathbf{d}}_3^i} \quad (19)$$

对式 (19) 求导可得作动器伸长的加速度.

上铰点 P_i 在惯性坐标系中的另一种表示为

$$\mathbf{r}_{pi} = \mathbf{r}_{bi} + d_i ({}^O_B \mathbf{R}^B \hat{\mathbf{d}}_3^i) + s_i ({}^O_B \mathbf{R}^B \hat{\mathbf{s}}_3^i) \quad (20)$$

对式 (20) 左右两边求导可得:

$$\dot{\mathbf{r}}_{pi} = \dot{\mathbf{r}}_{bi} + \dot{d}_i {}^O \hat{\mathbf{d}}_3^i + d_i \boldsymbol{\omega}_b \times {}^O \hat{\mathbf{d}}_3^i + \boldsymbol{\omega}_{si} \times (s_i {}^O \hat{\mathbf{s}}_3^i) \quad (21)$$

假设 $\boldsymbol{\omega}_{si}^T {}^O \hat{\mathbf{s}}_3^i = 0$, 则

$$\boldsymbol{\omega}_{si} = \frac{{}^O \hat{\mathbf{s}}_3^i \times (\dot{\mathbf{r}}_{pi} - \dot{\mathbf{r}}_{bi}) - \dot{d}_i {}^O \hat{\mathbf{s}}_3^i \times {}^O \hat{\mathbf{d}}_3^i - d_i {}^O \hat{\mathbf{s}}_3^i \times (\boldsymbol{\omega}_b \times {}^O \hat{\mathbf{d}}_3^i)}{s_i} \quad (22)$$

对式 (22) 求导可得连接杆的角加速度.

第 i 根连接杆相对上平台的角速度可以表达如下:

$$\boldsymbol{\omega}_{pi} = \boldsymbol{\omega}_p - \boldsymbol{\omega}_{si} \quad (23)$$

第 i 个作动器的作动部分的质心在惯性坐标系中的向量为

$$\mathbf{l}_{c,di} = \mathbf{r}_{bi} + (d_i - d_i^*) {}^O \hat{\mathbf{d}}_3^i \quad (24)$$

式中 d_i^* 表示第 i 个作动器的作动部分的质心到作动点的距离, 对式 (24) 左右两边求导可得作动器作动部分的质心的速度, 表达如下:

$$\begin{aligned} \mathbf{v}_{c,di} &= \dot{\mathbf{l}}_{c,di} = \dot{\mathbf{r}}_{bi} + \dot{d}_i^o \hat{\mathbf{d}}_3^i + (d_i - d_i^*) \boldsymbol{\omega}_b \times {}^o \hat{\mathbf{d}}_3^i \\ &= \mathbf{J}_{bi,qb} \dot{\mathbf{q}}_b + \dot{d}_i^o \hat{\mathbf{d}}_3^i + (d_i - d_i^*) \boldsymbol{\omega}_b \times {}^o \hat{\mathbf{d}}_3^i \end{aligned} \quad (25)$$

对式 (25) 求导可得作动器的作动部分的质心的加速度, 表达如下:

$$\begin{aligned} \mathbf{a}_{c,di} &= \ddot{\mathbf{r}}_{bi} + \ddot{d}_i^o \hat{\mathbf{d}}_3^i + 2\dot{d}_i \boldsymbol{\omega}_b \times {}^o \hat{\mathbf{d}}_3^i + \\ & (d_i - d_i^*) (\dot{\boldsymbol{\omega}}_b \times {}^o \hat{\mathbf{d}}_3^i + \boldsymbol{\omega}_b \times (\boldsymbol{\omega}_b \times {}^o \hat{\mathbf{d}}_3^i)) \end{aligned} \quad (26)$$

第 i 根连接杆的质心在惯性坐标系中的向量为

$$\mathbf{l}_{c,si} = \mathbf{r}_{bi} + d_i^o \hat{\mathbf{d}}_3^i + \frac{1}{2} s_i {}^o \hat{\mathbf{s}}_3^i \quad (27)$$

式 (27) 左右两边对时间求导可得到第 i 根连接杆质心处的速度, 表达如下:

$$\mathbf{v}_{c,si} = \frac{1}{2} (\dot{\mathbf{r}}_{bi} + \dot{\mathbf{r}}_{pi} + \dot{d}_i^o \hat{\mathbf{d}}_3^i + d_i \boldsymbol{\omega}_b \times {}^o \hat{\mathbf{d}}_3^i) \quad (28)$$

对式 (28) 求导可得连接杆质心的加速度, 表达如下:

$$\begin{aligned} \mathbf{a}_{c,si} &= \frac{1}{2} (\ddot{\mathbf{r}}_{bi} + \ddot{\mathbf{r}}_{pi} + \ddot{d}_i^o \hat{\mathbf{d}}_3^i + 2\dot{d}_i \boldsymbol{\omega}_b \times {}^o \hat{\mathbf{d}}_3^i + \\ & d_i (\dot{\boldsymbol{\omega}}_b \times {}^o \hat{\mathbf{d}}_3^i + \boldsymbol{\omega}_b \times (\boldsymbol{\omega}_b \times {}^o \hat{\mathbf{d}}_3^i)) \end{aligned} \quad (29)$$

联立式 (8)、(21), 可得:

$$\dot{d}_i = \mathbf{J}_{di,qp} \dot{\mathbf{q}}_p - \mathbf{J}_{di,qb} \dot{\mathbf{q}}_b \quad (30)$$

式 (30) 中, $\mathbf{J}_{di,qb}$ 表示从下平台广义速度到作动器线性速度的雅可比矩阵, 表示为

$$\mathbf{J}_{di,qb} = \frac{\begin{bmatrix} {}^o \hat{\mathbf{s}}_3^{iT} & (({}^o \mathbf{R}^B \mathbf{b}_i) \times {}^o \hat{\mathbf{s}}_3^i + d_i {}^o \hat{\mathbf{d}}_3^i \times {}^o \hat{\mathbf{s}}_3^i)^T \end{bmatrix}}{{}^o \hat{\mathbf{s}}_3^{iT} {}^o \hat{\mathbf{d}}_3^i} \quad (31)$$

$\mathbf{J}_{di,qp}$ 表示从上平台广义速度到作动器线性速度的雅可比矩阵, 表示为

$$\mathbf{J}_{di,qp} = \frac{\begin{bmatrix} {}^o \hat{\mathbf{s}}_3^{iT} & (({}^o \mathbf{R}^P \mathbf{p}_i) \times {}^o \hat{\mathbf{s}}_3^i)^T \end{bmatrix}}{{}^o \hat{\mathbf{s}}_3^{iT} {}^o \hat{\mathbf{d}}_3^i} \quad (32)$$

3.3 偏速度、偏角速度的确定

为简化推导过程, 引入单位矢量: $\hat{\mathbf{i}} = [1 \ 0 \ 0]^T$, $\hat{\mathbf{j}} = [0 \ 1 \ 0]^T$, $\hat{\mathbf{k}} = [0 \ 0 \ 1]^T$, 则负载质心对应于广义速度 $\dot{\mathbf{q}}_{pj}$ ($j = 1, \dots, 6$) 的偏速度为

$$\begin{aligned} \mathbf{v}_{c,qp1} &= \hat{\mathbf{i}}, \quad \mathbf{v}_{c,qp2} = \hat{\mathbf{j}}, \quad \mathbf{v}_{c,qp3} = \hat{\mathbf{k}} \\ \mathbf{v}_{c,qp4} &= \hat{\mathbf{i}} \times ({}^o \mathbf{R}^P \mathbf{r}_c) \\ \mathbf{v}_{c,qp5} &= \hat{\mathbf{j}} \times ({}^o \mathbf{R}^P \mathbf{r}_c) \\ \mathbf{v}_{c,qp6} &= \hat{\mathbf{k}} \times ({}^o \mathbf{R}^P \mathbf{r}_c) \end{aligned} \quad (33)$$

负载质心对应于广义速度 $\dot{\mathbf{q}}_{pj}$ ($j = 1, \dots, 6$) 的偏角速度为

$$\begin{aligned} \boldsymbol{\omega}_{c,qp1} &= \boldsymbol{\omega}_{c,qp2} = \boldsymbol{\omega}_{c,qp3} = 0 \\ \boldsymbol{\omega}_{c,qp4} &= \hat{\mathbf{i}}, \quad \boldsymbol{\omega}_{c,qp5} = \hat{\mathbf{j}}, \quad \boldsymbol{\omega}_{c,qp6} = \hat{\mathbf{k}} \end{aligned} \quad (34)$$

第 i 根连接杆质心对应于广义速度 $\dot{\mathbf{q}}_{pj}$ ($j = 1, \dots, 6$) 的偏速度为

$$\begin{aligned} \mathbf{v}_{si,qp1}^c &= \frac{1}{2} \left(\mathbf{J}_{d,qp}^{i,1} {}^o \hat{\mathbf{d}}_3^i + \hat{\mathbf{i}} \right) \\ \mathbf{v}_{si,qp2}^c &= \frac{1}{2} \left(\mathbf{J}_{d,qp}^{i,2} {}^o \hat{\mathbf{d}}_3^i + \hat{\mathbf{j}} \right) \\ \mathbf{v}_{si,qp3}^c &= \frac{1}{2} \left(\mathbf{J}_{d,qp}^{i,3} {}^o \hat{\mathbf{d}}_3^i + \hat{\mathbf{k}} \right) \\ \mathbf{v}_{si,qp4}^c &= \frac{1}{2} \left(\mathbf{J}_{d,qp}^{i,4} {}^o \hat{\mathbf{d}}_3^i + \hat{\mathbf{i}} \times ({}^o \mathbf{R}^P \mathbf{p}_i) \right) \\ \mathbf{v}_{si,qp5}^c &= \frac{1}{2} \left(\mathbf{J}_{d,qp}^{i,5} {}^o \hat{\mathbf{d}}_3^i + \hat{\mathbf{j}} \times ({}^o \mathbf{R}^P \mathbf{p}_i) \right) \\ \mathbf{v}_{si,qp6}^c &= \frac{1}{2} \left(\mathbf{J}_{d,qp}^{i,6} {}^o \hat{\mathbf{d}}_3^i + \hat{\mathbf{k}} \times ({}^o \mathbf{R}^P \mathbf{p}_i) \right) \end{aligned} \quad (35)$$

式中 $\mathbf{J}_{d,qp}^{i,j}$ ($i, j = 1, \dots, 6$) 表示矩阵 $\mathbf{J}_{d,qp}$ 的第 i 行、第 j 列元素. 第 i 根连接杆对应于广义速度 $\dot{\mathbf{q}}_{pj}$ ($j = 1, \dots, 6$) 的偏角速度为

$$\begin{aligned} \boldsymbol{\omega}_{si,qp1}^c &= {}^o \hat{\mathbf{s}}_3^i \times \left(\hat{\mathbf{i}} - \mathbf{J}_{d,qp}^{i,1} {}^o \hat{\mathbf{d}}_3^i \right) / s_i \\ \boldsymbol{\omega}_{si,qp2}^c &= {}^o \hat{\mathbf{s}}_3^i \times \left(\hat{\mathbf{j}} - \mathbf{J}_{d,qp}^{i,2} {}^o \hat{\mathbf{d}}_3^i \right) / s_i \\ \boldsymbol{\omega}_{si,qp3}^c &= {}^o \hat{\mathbf{s}}_3^i \times \left(\hat{\mathbf{k}} - \mathbf{J}_{d,qp}^{i,3} {}^o \hat{\mathbf{d}}_3^i \right) / s_i \\ \boldsymbol{\omega}_{si,qp4}^c &= {}^o \hat{\mathbf{s}}_3^i \times \left(\hat{\mathbf{i}} \times ({}^o \mathbf{R}^P \mathbf{p}_i) - \mathbf{J}_{d,qp}^{i,4} {}^o \hat{\mathbf{d}}_3^i \right) / s_i \\ \boldsymbol{\omega}_{si,qp5}^c &= {}^o \hat{\mathbf{s}}_3^i \times \left(\hat{\mathbf{j}} \times ({}^o \mathbf{R}^P \mathbf{p}_i) - \mathbf{J}_{d,qp}^{i,5} {}^o \hat{\mathbf{d}}_3^i \right) / s_i \\ \boldsymbol{\omega}_{si,qp6}^c &= {}^o \hat{\mathbf{s}}_3^i \times \left(\hat{\mathbf{k}} \times ({}^o \mathbf{R}^P \mathbf{p}_i) - \mathbf{J}_{d,qp}^{i,6} {}^o \hat{\mathbf{d}}_3^i \right) / s_i \end{aligned} \quad (36)$$

第 i 个作动器动子部分质心对应于上平台广义速度的偏速度为

$$\begin{aligned} \mathbf{v}_{di,qp1}^c &= \mathbf{J}_{d,qp}^{i,1} {}^o \hat{\mathbf{d}}_3^i, \quad \mathbf{v}_{di,qp2}^c = \mathbf{J}_{d,qp}^{i,2} {}^o \hat{\mathbf{d}}_3^i \\ \mathbf{v}_{di,qp3}^c &= \mathbf{J}_{d,qp}^{i,3} {}^o \hat{\mathbf{d}}_3^i, \quad \mathbf{v}_{di,qp4}^c = \mathbf{J}_{d,qp}^{i,4} {}^o \hat{\mathbf{d}}_3^i \\ \mathbf{v}_{di,qp5}^c &= \mathbf{J}_{d,qp}^{i,5} {}^o \hat{\mathbf{d}}_3^i, \quad \mathbf{v}_{di,qp6}^c = \mathbf{J}_{d,qp}^{i,6} {}^o \hat{\mathbf{d}}_3^i \end{aligned} \quad (37)$$

第 i 根连接杆相对上平台的角速度对应于上平台广义速度 $\dot{\mathbf{q}}_{pj}$ ($j = 1, \dots, 6$) 的偏角速度为

$$\boldsymbol{\omega}_{pi,qpj}^c = \boldsymbol{\omega}_{c,qpj} - \boldsymbol{\omega}_{si,qpj}^c \quad (38)$$

3.4 动力学方程的建立

上平台及负载对系统的广义主动力为

$$\mathbf{Q}_{P,qpj} = \mathbf{v}_{c,qpj} (m_p \mathbf{g} + \mathbf{F}_D) + \boldsymbol{\omega}_{c,qpj} \mathbf{M}_D \quad (39)$$

式中 $\mathbf{F}_D$ 、 $\mathbf{M}_D$ 为作用于质心的外力载荷. 连接杆对

系统的广义主动力为

$$\mathbf{Q}_{si,qpj}^c = \mathbf{v}_{si,qpj}^c m_{si} \mathbf{g} \quad (40)$$

作动器对系统的广义力为

$$\mathbf{Q}_{di,qpj}^c = \mathbf{v}_{di,qpj}^c (m_{di} \mathbf{g} + \mathbf{F}_{di} {}^O \hat{\mathbf{d}}_3^i - k_e^i \Delta d_i {}^O \hat{\mathbf{d}}_3^i) \quad (41)$$

式中 $\mathbf{F}_{di}$ 为第 i 个作动器的激励力, k_e^i 为第 i 条腿的弹簧片的刚度系数.

上平台负载、连接杆及作动器对系统的广义惯性力为

$$\mathbf{Q}_{P,qpj}^* = \mathbf{v}_{c,qpj} (-m_p \mathbf{a}_c + \mathbf{F}_D) + \boldsymbol{\omega}_{c,qpj} [-{}^O \mathbf{I}_c \dot{\boldsymbol{\omega}}_p - \boldsymbol{\omega}_p \times ({}^O \mathbf{I}_c \boldsymbol{\omega}_p)] \quad (42)$$

$$\mathbf{Q}_{si,qpj}^{c*} = \mathbf{v}_{si,qpj}^c (-m_{si} \mathbf{a}_{si}^c + \boldsymbol{\omega}_{si,qpj}^c [-{}^O \mathbf{I}_{si}^c \dot{\boldsymbol{\omega}}_{si} - \boldsymbol{\omega}_{si} \times ({}^O \mathbf{I}_{si}^c \boldsymbol{\omega}_{si})]) \quad (43)$$

$$\mathbf{Q}_{di,qpj}^{c*} = \mathbf{v}_{di,qpj}^{c*} (-m_{di} \mathbf{a}_{di}^c) \quad (44)$$

式中 ${}^O \mathbf{I}_c$ 为上平台负载质心对惯性坐标系的转动惯量, ${}^O \mathbf{I}_{si}^c$ 表示连接杆质心对惯性坐标系的转动惯量. 得到总的广义力及广义惯性力:

$$\mathbf{F}_{qpj} = \mathbf{Q}_{P,qpj} + \sum_{i=1}^6 \mathbf{Q}_{si,qpj}^c + \sum_{i=1}^6 \mathbf{Q}_{di,qpj}^c \quad (45)$$

$$\mathbf{F}_{qpj}^* = \mathbf{Q}_{P,qpj}^* + \sum_{i=1}^6 \mathbf{Q}_{si,qpj}^{c*} + \sum_{i=1}^6 \mathbf{Q}_{di,qpj}^{c*} \quad (46)$$

系统的凯恩方程为

$$\mathbf{F}_{qpj} + \mathbf{F}_{qpj}^* = 0 \quad (47)$$

忽略重力及外部作用力的影响, 式 (47) 可以展开为

$$\begin{aligned} & m_p \mathbf{v}_{c,qpj} \mathbf{a}_c + \boldsymbol{\omega}_{c,qpj} [{}^O \mathbf{I}_c \dot{\boldsymbol{\omega}}_p + \boldsymbol{\omega}_p \times ({}^O \mathbf{I}_c \boldsymbol{\omega}_p)] + \\ & \sum_{i=1}^6 \{ m_{si} \mathbf{v}_{si,qpj}^c \mathbf{a}_{si}^c + \boldsymbol{\omega}_{si,qpj}^c [{}^O \mathbf{I}_{si}^c \dot{\boldsymbol{\omega}}_{si} + \boldsymbol{\omega}_{si} \times ({}^O \mathbf{I}_{si}^c \boldsymbol{\omega}_{si})] \} + \\ & \mathbf{v}_{di,qpj}^c (m_{di} \mathbf{a}_{di}^c + k_e^i \Delta d_i {}^O \hat{\mathbf{d}}_3^i) \} \\ & = \sum_{i=1}^6 \mathbf{v}_{di,qpj}^c (\mathbf{F}_{di} {}^O \hat{\mathbf{d}}_3^i) \end{aligned} \quad (48)$$

将偏速度、偏角速度及各项参数代入式 (48), 并用矩阵形式简化, 可得到完整动力学方程:

$$\mathbf{M}_p \ddot{\mathbf{q}}_p + \mathbf{C}_p \dot{\mathbf{q}}_p + \mathbf{K}_p \mathbf{q}_p = \mathbf{J}_{d,qp}^T \mathbf{F}_d + \mathbf{M}_b \ddot{\mathbf{q}}_b + \mathbf{C}_b \dot{\mathbf{q}}_b + \mathbf{K}_b \mathbf{q}_b \quad (49)$$

4 系统动力学仿真 (Dynamics simulation of the system)

为了验证 6-UHP 并联平台完整动力学模型的准确性, 根据表 1 给出的结构参数与质量参数, 对并联平台开展联合仿真工作, 仿真系统如图 6 所示. 仿真输入包括扰动加速度和目标加速度: 扰动

加速度值如表 2 所示, 对应的曲线图为图 7; 目标加速度值如表 3 所示, 对应的曲线图为图 8. 根据扰动加速度值和目标加速度值, 计算得到驱动腿的激励力, 进一步用扰动加速度与激励力同时驱动虚拟样机中的 Adams 模型, 得到上平台的加速度仿真结果, 如图 8 所示. 由图 8 可见, 仿真结果曲线与输入的目标加速度曲线几乎吻合. 图 9 是将仿真结果进行快速傅里叶变换后得到的仿真加速度的频域图. 提取图 9 中各频率点的值与表 3 中的数据进行比较, 并进一步计算两者之间的相对误差, 结果如表 4 所示. 由表 4 可见, 仿真结果和目标值间的相对误差最大为 5.40%, 最小为 0.25%. 上述结果验证了理论模型的正确性.

表 1 并联平台的结构参数与质量参数

Tab.1 Structural parameters and mass properties of the parallel platform

参数	数值
上铰圆半径 R_p	0.120 m
下铰圆半径 R_b	0.180 m
上平台高度 z_p	0.382 m
上平台圆心角 t_0	$\pi/6$
下平台圆心角 t	$86/180 \times \pi$
连接杆长度 s	0.206 m
连接杆质量 m_s	1.024 kg
作动器原始长度 d_0	0.198 m
作动器质量 m_d	0.611 kg
弹簧片的轴向刚度 k_e	21 555.9 N/m
上平台及负载质量 m_p	6.092 kg
负载质心在 PID 中 z 轴的位置 r_{cp}	0.031 m

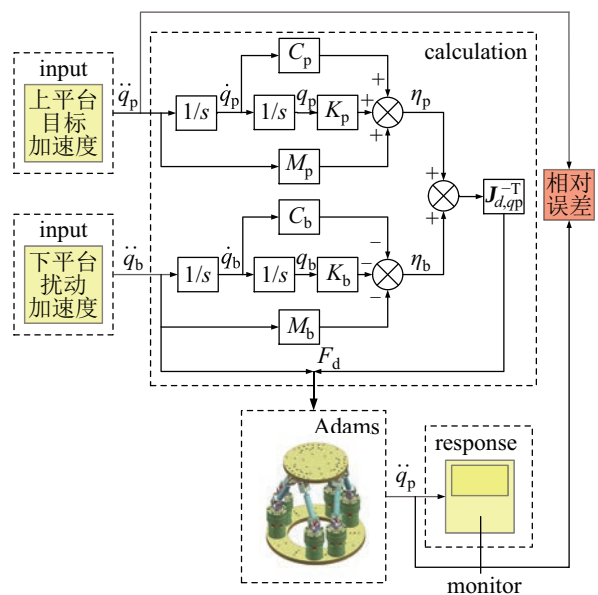


图 6 联合仿真流程图

Fig.6 Flow diagram of co-simulation

表 2 下平台扰动加速度值
Tab.2 Disturbance acceleration value of the lower platform

频率 /Hz	$A_x /(\text{m}\cdot\text{s}^{-2})$	$A_y /(\text{m}\cdot\text{s}^{-2})$	$A_z /(\text{m}\cdot\text{s}^{-2})$	$A_{rx} /(\text{rad}\cdot\text{s}^{-2})$	$A_{ry} /(\text{rad}\cdot\text{s}^{-2})$	$A_{rz} /(\text{rad}\cdot\text{s}^{-2})$
40	4.0×10^{-4}	5.0×10^{-4}	3.0×10^{-4}	0.001	0.002	0.002
100	2.0×10^{-4}	4.0×10^{-4}	4.0×10^{-4}	0.002	0.003	0.002
200	5.0×10^{-4}	7.0×10^{-4}	4.0×10^{-4}	0.006	0.008	0.007

表 3 上平台目标加速度值
Tab.3 Target acceleration value of the upper platform

频率 /Hz	$A_x /(\text{m}\cdot\text{s}^{-2})$	$A_y /(\text{m}\cdot\text{s}^{-2})$	$A_z /(\text{m}\cdot\text{s}^{-2})$	$A_{rx} /(\text{rad}\cdot\text{s}^{-2})$	$A_{ry} /(\text{rad}\cdot\text{s}^{-2})$	$A_{rz} /(\text{rad}\cdot\text{s}^{-2})$
40	4.0×10^{-3}	2.0×10^{-3}	3.0×10^{-3}	0.020	0.020	0.010
100	3.0×10^{-3}	1.0×10^{-3}	4.0×10^{-3}	0.030	0.025	0.020
200	4.0×10^{-3}	4.0×10^{-3}	6.0×10^{-3}	0.050	0.060	0.030

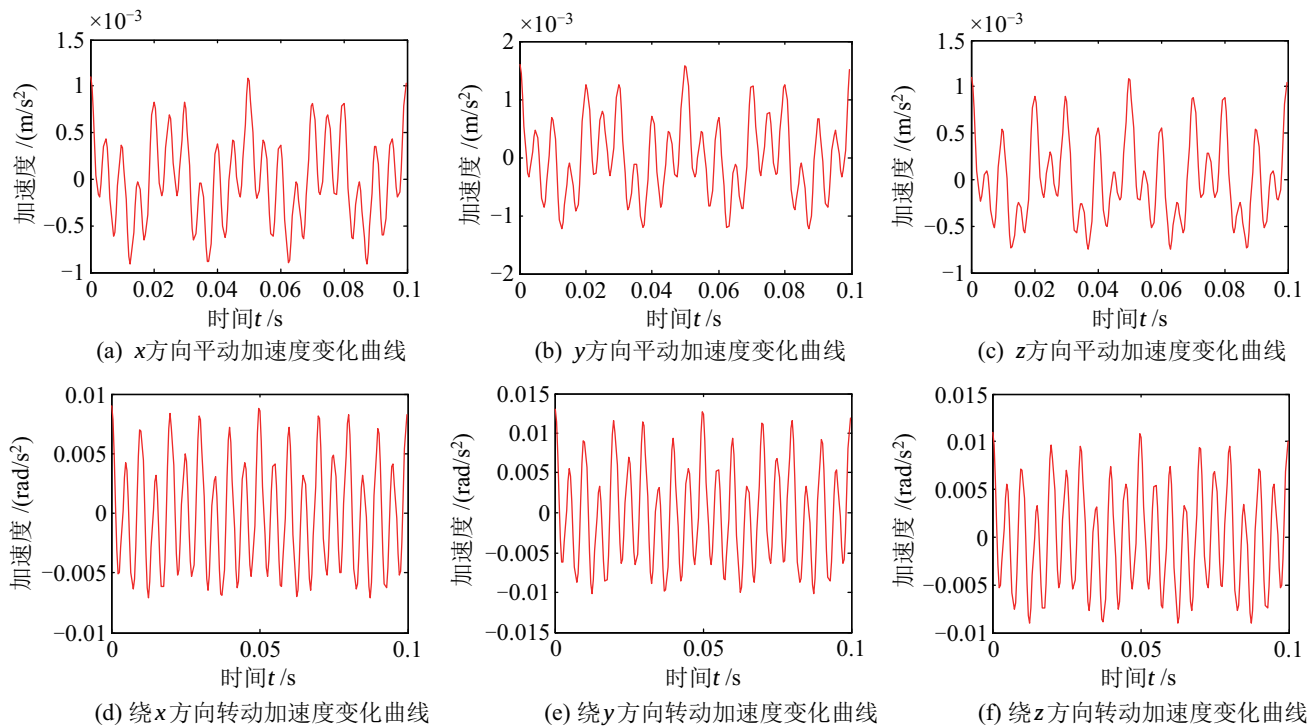
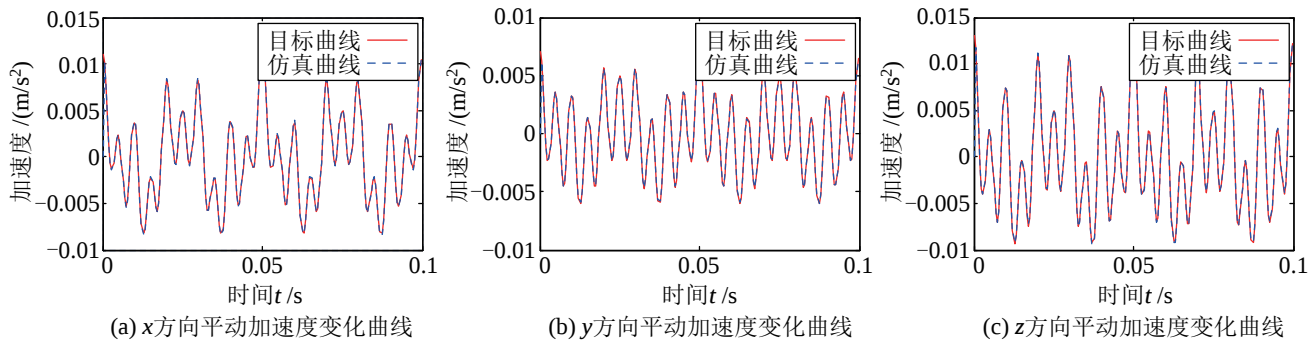


图 7 下平台扰动加速度曲线图
Fig.7 Disturbance acceleration curve of the lower platform



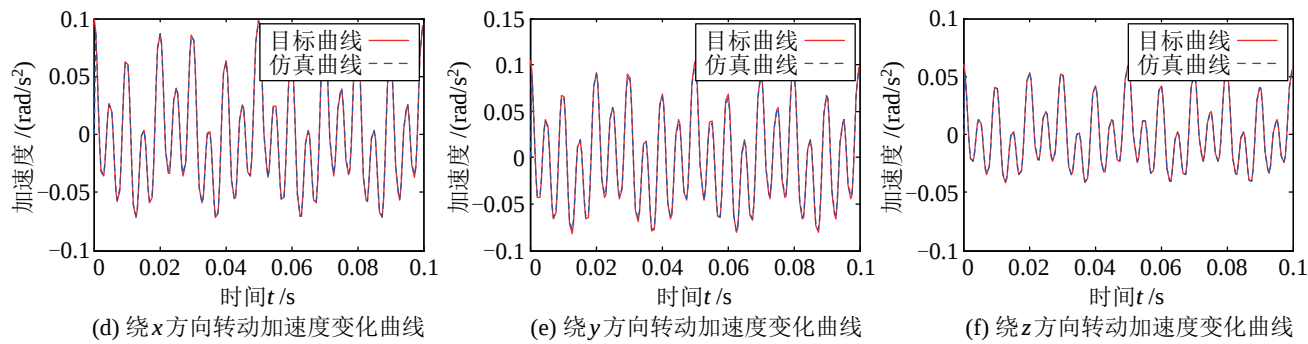


图 8 仿真值与目标值的时域曲线图

Fig.8 Time-domain curve of simulation value and target value

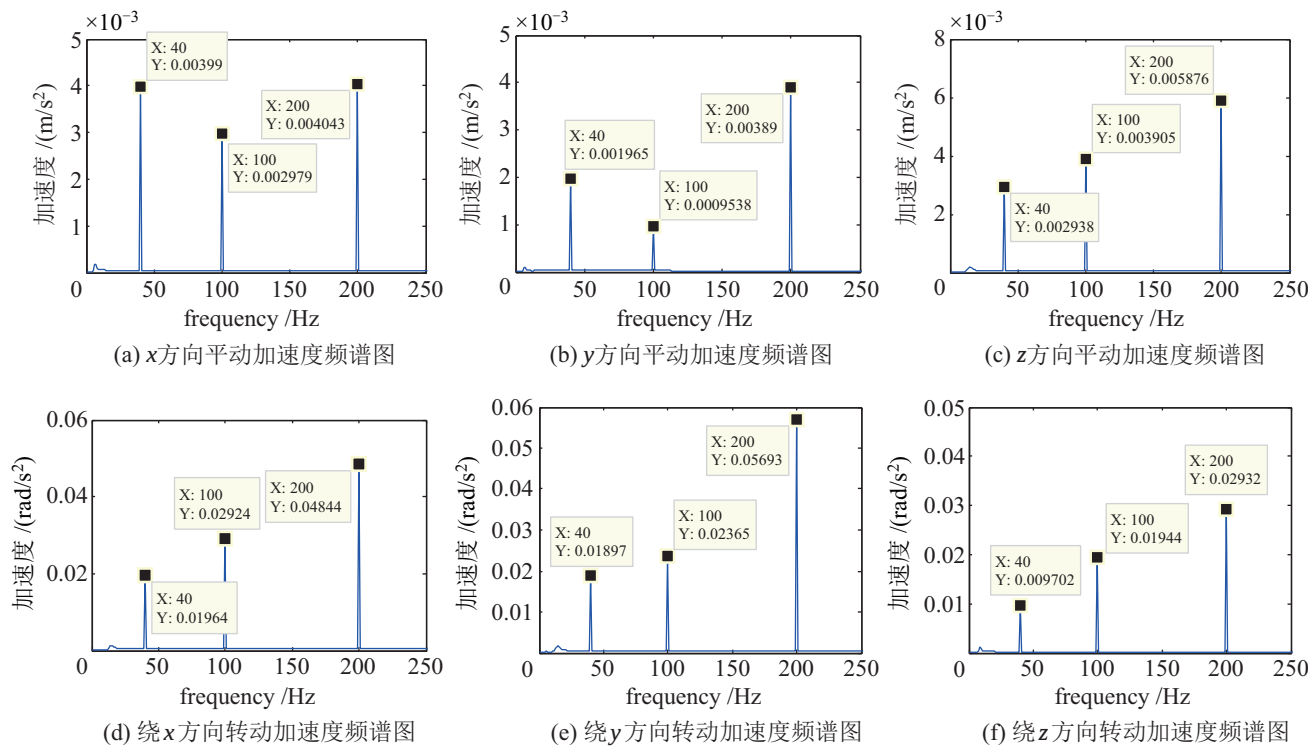


图 9 仿真加速度值的频域图

Fig.9 Frequency-domain diagram of simulation acceleration value

表 4 仿真加速度值与目标加速度值的相对误差

Tab.4 Relative error between simulation acceleration value and target acceleration value

频率 /Hz	相对误差 /%					
	A_x	A_y	A_z	A_{rx}	A_{ry}	A_{rz}
40	0.25	1.8	2.07	1.80	5.15	2.98
100	0.70	4.62	2.38	2.53	5.40	2.80
200	1.08	2.75	2.07	3.12	5.12	2.27

5 结论 (Conclusion)

本文面向并联平台隔振指向的研究需求,开展了在基础激励下 6-UHP 并联平台的理论建模与联合仿真研究.以 Kane 方程为基础,建立了 6-UHP 并联平台的完整动力学模型,建模中考虑了腿的

质量、音圈电机定子部分的质量以及基础激励的问题.利用联合仿真技术,对动力学模型进行了验证.结果表明:仿真计算得到的 6 维加速度值与目标加速度值基本一致,两者间的相对误差最大为 5.40%,最小为 0.25%.结果验证了理论模型的正确性,为 6-UHP 并联平台的稳定指向控制提供了理论基础.

参考文献 (References)

[1] Brennan S M, Bronowicki A J, Ryan P J, et al. Control structure interaction testbed: Passive isolation, simulation & test[C]//AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference. Reston, USA: AIAA, 2006: 2977-2993.

[2] Crocker J H. Fixing the Hubble space telescope[C]//Proceedings of the SPIE, vol.1494. Bellingham, USA: SPIE, 1991: 2-8.

- [3] Bronowicki A J, Innis J W. A family of full spacecraft-to-payload isolators[J]. *Technology Review Journal*, 2005, 13(Fall/Winter): 21-41.
- [4] Toyoshima M, Takayama Y, Kunimori H, et al. In-orbit measurements of spacecraft microvibrations for satellite laser communication links[J]. *Optical Engineering*, 2010, 49(8): No.083604.
- [5] Camelo V, Bronowicki A J, Simonian S, et al. Damping and isolation concepts for vibration suppression and pointing performance[C]//AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference. Reston, USA: AIAA, 2009.
- [6] 杨剑锋, 徐振邦, 刘宏伟, 等. 光学有效载荷在轨隔振器的设计[J]. *光学精密工程*, 2014, 22(12): 3294-3302.
Yang J F, Xu Z B, Liu H W, et al. Design of vibration isolator for optical payload on orbit[J]. *Optics and Precision Engineering*, 2014, 22(12): 3294-3302.
- [7] Chen H J, Bishop Jr R M, Agrawal B N. Payload pointing and active vibration isolation using hexapod platforms[C]//AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference. Reston, USA: AIAA, 2003: 2196-2214.
- [8] Cobb R G, Sullivan J M, Das A, et al. Vibration isolation and suppression system for precision system for precision payloads in space[J]. *Smart Materials and Structures*, 1999, 8(6): 798-812.
- [9] Agrawal B N, Chen H J. Algorithms for active vibration isolation on spacecraft using a Stewart platform[J]. *Smart Materials and Structures*, 2004, 13(4): 873-880.
- [10] Bronowicki A J. Vibration isolator for large space telescopes[J]. *Journal of Spacecraft and Rockets*, 2006, 43(1): 45-53.
- [11] Du Z, Su Y, Yang W, et al. Note: A piezo tip/tilt platform: Structure, kinematics and experiments[J]. *Review of Scientific Instruments*, 2014, 85(4): No.046102.
- [12] Du Z J, Shi R C, Dong W, et al. A piezo-actuated high-precision flexible parallel pointing mechanism: Conceptual design, development and experiments[J]. *IEEE Transactions on Robotics*, 2014, 30(1): 131-137.
- [13] 李伟鹏, 黄海. 天基精密跟瞄 Stewart 平台及其关键技术[J]. *航天控制*, 2010, 28(4): 90-97.
Li W P, Huang H. Space-based precision tracking and pointing Stewart platform with key technologies[J]. *Aerospace Control*, 2010, 28(4): 90-97.
- [14] 翁沉卉, 徐赵东. 微重力下 Stewart 平台的主动减振系统研究分析[J]. *应用力学学报*, 2011, 28(5): 514-517.
Weng C H, Xu Z D. Study on active vibration control system of Stewart platform under microgravity[J]. *Chinese Journal of Applied Mechanics*, 2011, 28(5): 514-517.
- [15] Oftadeh R, Aref M M, Taghirad H D. Explicit dynamics formulation of Stewart-Gough platform: A Newton-Euler approach [C]//IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems. Piscataway, USA: IEEE, 2010: 2772-2777.
- [16] Shao B, Chen L G, Rong W B, et al. Modeling and design of a novel precision tilt positioning mechanism for inter-satellite optical communication[J]. *Smart Materials and Structures*, 2009, 18(3): No.035009.
- [17] Dasgupta B, Mruthyunjaya T S. A Newton-Euler formulation for the inverse dynamics of the Stewart platform manipulator[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 1998, 33 (8): 1135-1152.
- [18] 辛建, 徐振邦, 杨剑锋, 等. 基于 6 维并联机构的空间微振动模拟器动力学分析及测试[J]. *机器人*, 2015, 37(5): 581-587.
Xin J, Xu Z B, Yang J F, et al. Dynamic analysis and test of a space micro-vibration simulator based on 6-dimensional parallel mechanism[J]. *Robot*, 2015, 37(5): 581-587.
- [19] 代小林, 丛大成, 韩俊伟, 等. 基于凯恩方程的并联运动平台多刚体动力学建模[J]. *液压气动与密封*, 2008(4): 60-63.
Dai X L, Cong D C, Han J W, et al. Kane formulation for inverse dynamic of parallel platform[J]. *Hydraulics Pneumatics & Seals*, 2008(4): 60-63.
- [20] Preumont A, Horodincă 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.
- [21] de Marneffe B, Avraam M, Deraemacker A, et al. Vibration isolation of precision payloads: A six-axis electromagnetic relaxation isolator[J]. *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*, 2009, 32(2): 395-401.
- [22] Lee K C, Hong D K, Jeong Y H, et al. Dynamic simulation of radial active magnetic bearing system for high speed rotor using ADAMS and MATLAB co-simulation[C]//IEEE International Conference on Automation Science and Engineering. Piscataway, USA: IEEE, 2012: 880-885.
- [23] Zhou N, Li C, Gao W, et al. A secondary mirror adjustment system with hexapod structure for optical telescope application[C]//Proceedings of the SPIE, vol.9280. Bellingham, USA: SPIE, 2014: No.92800N.

作者简介:

王晓明 (1993 -), 女, 博士生. 研究领域: 空间机器人动力学建模与分析.

徐振邦 (1982 -), 男, 博士, 副研究员. 研究领域: 振动控制, 空间传感器的力学分析.

王兵 (1989 -), 男, 硕士生. 研究领域: 空间机器人结构设计.