DOI: 10.3901/JME.2019.03.043

考虑关节摩擦的 5-PSS/UPU 并联机构动力学建模及耦合特性分析*

李研彪 郑 航 孙 鹏 徐涛涛 王泽胜 秦宋阳
(浙江工业大学机械工程学院 杭州 310032)

摘要: 为了将并联机构应用于航天器的海面回收平台等领域, 提出一种可以实现三移动二转动的新型五自由度并联机构——5-PSS/UPU 并联机构作为柔性自适应动态平衡装置, 并对该并联机构进行了耦合特性分析。首先, 利用矢量法得到了机构运动学的正反解。其次, 在考虑关节摩擦效应的情况下, 采用牛顿-欧拉法建立了 5-PSS/UPU 并联机构的动力学模型, 并对机构的动力学模型进行了数值仿真验证, 结果表明考虑关节摩擦和未考虑关节摩擦时, 各移动副的驱动力最大误差分别为: 1.62%、0.48%、3.85%、1.21%、5.13%。然后, 基于动力学模型, 进行动力学耦合特性分析, 并给出了惯量耦合特性评价指标。最后, 在该并联机构的工作空间内, 研究了耦合评价指标随机构运动状况的变化规律。研究结果表明, 通过合理规划运动轨迹可以在一定程度上减少动力学耦合特性对并联机构动态性能所产生的影响。

关键词: 5-PSS/UPU 并联机构; 摩擦建模; 牛顿-欧拉法; 惯量耦合特性; 动态特性

中图分类号: TP24

Dynamic Modeling with Joint Friction and Research on the Inertia Coupling Property of a 5-PSS/UPU Parallel Manipulator

LI Yanbiao ZHENG Hang SUN Peng XU Taotao WANG Zhesheng QIN Songyang
(School of Mechanical Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310032)

Abstract: In order to apply the parallel mechanism to the sea level recovery platform of spacecraft, a new five-degree-of-freedom parallel mechanism called 5-PSS/UPU parallel mechanism, which can realize three-shift and two-rotation, is proposed as a flexible adaptive dynamic balancing device. Due to the multi-close-loop structure of parallel mechanism, there is a serious inertia coupling between the driving branches, which will cause difficulties in the control of the parallel mechanism and affect the dynamic performance of the mechanism. Thus it is significant to study and evaluate the inertia coupling property of the parallel mechanism. Firstly, the positive and negative solutions of the mechanism are deducted by vector motion. Secondly, The dynamics model of 5-PSS/UPU parallel mechanism is established by Newton-Euler method under the condition of joints friction effect. The numerical simulation of the mechanism dynamic model was carried out, which shows that the max errors of each driving forces were 1.62%, 0.48%, 3.85%, 1.21%, 5.13%. Then, based on dynamic model, analysis coupling characteristic and obtain the inertia coupling evaluation index in the different poses of this parallel mechanism workspace. The result shows that, to some extent, optimization the reasonable motion trajectory can reduce the influence of dynamic coupling characteristics on the dynamics performance of the parallel mechanism.

Key words: 5-PSS/UPU parallel mechanism; friction modeling; Newton-Euler method; inertia coupling; dynamic performance

0 前言

海面回收平台在海面不断移动摇摆, 易导致回收航天器的倾斜摔倒, 使航天器回收任务失败。目

前, 仅美国太空探索技术公司成功研制了航天器的海面回收平台, 于 2016 年 4 月“猎鹰 9”运载火箭第一级在海面平台垂直降落成功, 其他国家还未见相关报道。对于已有一些舰载导弹发射动态平衡装置, 该装置是在瞬时导弹垂直发射时, 仅需要在发射前舰载装置平衡就可以完成任务, 而航天器回收需要在变载荷冲击下不断平衡回收装置, 且变载荷

* 国家自然科学基金(51475424)和浙江省自然科学基金杰出青年项目(LR18E050003)资助项目。20180723 收到初稿, 20181024 收到修改稿

冲击很大。因此,已有舰载导弹发射动态平衡装置不适用于航天器的海面回收平台。为了将并联机构应用于航天器的海面回收平台等领域,发挥并联机构的优势,本文提出一种 5-PSS/UPU 并联机构作为柔性自适应动态平衡装置的机构原形^[1],该机构的驱动器都设置机架上,减轻了装置的负荷,提高了装置的驱动能力;通过各主动支链的实时驱动控制,使动平台能实现空间 5 个自由度位姿调节从而达到柔性动态平衡的效果。

目前对并联机构的研究主要集中于结构学、运动学、动力学和控制策略等方面的研究^[2-6],其中动力学建模对机构的动态性能分析及实时控制策略中占有非常重要的地位。由于并联机构的闭环结构特点,使得动力学研究变得比较复杂,再考虑关节摩擦效应又增加了动力学模型的非线性和耦合性,因此建立一个准确并满足实时控制要求的动力学模型显得尤为重要。常用的建立动力学模型主要有:拉格朗日法^[7]、虚功原理法^[8-9]、牛顿-欧拉法等^[10-11]。基于虚功原理和拉格朗日法,根据系统的动能和势能推导出形式简洁的动力学模型,是常用的动力学建模方法;但当系统运动构件较多的情况下,其求解过程也变得十分复杂,且考虑关节摩擦时运算量急剧增加不利于动力学模型的建立。牛顿-欧拉法的建模思路清晰,将各杆件单独分析可以求得各关节的约束力,通过消除各杆件的相互作用力来建立完整的动力学模型^[12-13]。

并联机器人是一个多输入-输出系统,其各驱动支链之间必然存在严重的耦合。耦合惯量会改变驱动轴的负载,而驱动轴负载的改变会直接影响机构的动态性能。目前,在已知的耦合特性研究方面,SHAO 等^[14]研究了 Stewart 并联机构各驱动轴电动机惯量与负载惯量的匹配问题;LIU 等^[15]基于 Stewart 并联机器人的惯量矩阵提出耦合特性评价指标,并给出耦合特性评价指标在工作空间下的分布规律;王东等^[16]以 3-PRS 并联机器人为例提出了一种有效的惯量耦合特性分析方法,并给出了耦合性能指标在工作空间下的分布规律;山显雷等^[17]以 2(3HUS+S)并联机器人为例,研究了在关节空间内的动力学耦合特性,并给出了耦合特性指标随机构尺寸之间的分布规律。上述的工作为深入研究并联机构的耦合特性提供了有效的思路和方法。

本文在考虑关节摩擦效应的情况下,采用牛顿-欧拉法建立该机构的动力学模型,并对该机构进行了耦合特性分析。首先,对 5-PSS/UPU 并联机构进行了运动学分析;然后,对每个构件单独进行受力分析,基于牛顿-欧拉法建立含关节摩擦效应的动力

学模型;最后,在动力学模型的基础上,提取惯量耦合特性指标并给出耦合评价指标在机构工作空间下的分布规律,为该机构进一步研究及实际应用奠定了基础。

1 5-PSS/UPU 并联机构运动学分析

1.1 位姿分析

该并联机构由动平台、基座以及连接动平台与基座的六条支链分支组成(图 1、2)。六条分支包括 5 条相同的 PSS(移动副-球面副-球面副)分支和一条 UPU(虎克铰-移动副-虎克铰)分支。基座底部呈正五边形分布,其五个端点设为 B_i , 外接圆半径为 R 。五条 PSS 分支的移动副与基座底面呈夹角为 θ 布局,其球面副端点设为 b_i 。UPU 分支支链分别连接动平台的中心与基座底部的中心。动平台呈正五边形分布,其五个端点设为 a_i , 外接圆半径为 r 。连杆 $a_i b_i$ 长设为 L 。

图 1 5-PSS/UPU 并联机构模型图

1. 动平台 2. 球铰 3. 固定长杆 4. 直线电动机模组 5. 约束支链
6. 虎克铰 7. 球铰 8. 基座

图 2 5-PSS/UPU 并联机构简图

以基座底面中心为原点建立基坐标系 $\{O\} = \{Oxyz\}$, 其 x 轴由原点 O 指向 B_1 , z 轴竖直向上, y 轴满足右手螺旋定则。以动平台的中心建立动坐标系 $\{P\} = \{Px_p y_p z_p\}$, 其 x_p 轴由原点 p 指向 a_1 , z_p 轴垂直于动平台所处的平面向上, y_p 轴满

足右手螺旋定则。以基座底面端点 B_i 为原点建立分支坐标系 $\{W\} = \{W_i x_i y_i z_i\}$ ($i=1,2,3,4,5$)，其 x_i 轴垂直 ow_i ， y_i 轴沿 $B_i b_i$ 方向， z_i 轴满足右手螺旋定则。由螺旋理论分析可知，该机构能实现五个独立的自由度，即沿 x_p 、 y_p 、 z_p 轴移动，以及绕 x_p 、 y_p 轴转动。

1.2 位置反解

5-PSS/UPU 并联机构的位置反解为在已知机构的结构尺寸和动平台末端点 P 的位姿 $(P_x, P_y, P_z, \gamma, \beta)$ 求解出各驱动副的输入位移 l_i ($i=1,2,3,4,5$)。在任意时刻，动平台各端点 a_i ($i=1,2,3,4,5$) 在动坐标系 $\{P\}$ 的位置矢量 $\mathbf{a}_i^p$ 为

$$\begin{bmatrix} a_1^p \\ a_2^p \\ a_3^p \\ a_4^p \\ a_5^p \end{bmatrix}^T = \begin{bmatrix} r & r \cos \lambda & -r \cos \frac{\lambda}{2} & -r \cos \frac{\lambda}{2} & r \cos \lambda \\ 0 & r \sin \lambda & r \sin \frac{\lambda}{2} & -r \sin \frac{\lambda}{2} & -r \sin \lambda \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中， $\lambda = 72^\circ$ 。

采用欧拉变换法建立机构的位姿模型，见图 3，设在运动过程中坐标系 $\{P\}$ 的原点 p 相对于基坐标系 $\{O\}$ 的原点 O 的位置参数为 $\mathbf{p} = (p_x, p_y, p_z)$ ，姿态取 z - y - x 型欧拉角为 (α, β, γ) ，其中 $\alpha = 0^\circ$ ，则动平台的坐标旋转矩阵 ${}^o\mathbf{R}$ 为

$$\begin{aligned} {}^o\mathbf{R} &= \mathbf{R}(z, \alpha) \mathbf{R}(y, \beta) \mathbf{R}(x, \gamma) = \\ &= \begin{bmatrix} c_\alpha c_\beta & c_\alpha s_\beta s_\gamma - s_\alpha c_\gamma & c_\alpha s_\beta c_\gamma + s_\alpha s_\gamma \\ s_\alpha c_\beta & s_\alpha s_\beta s_\gamma + c_\alpha c_\gamma & s_\alpha s_\beta c_\gamma - c_\alpha s_\gamma \\ -s_\beta & c_\beta s_\gamma & c_\beta c_\gamma \end{bmatrix} \quad (2) \\ &\begin{cases} c_\alpha = \cos \alpha & s_\alpha = \sin \alpha \\ c_\beta = \cos \beta & s_\beta = \sin \beta \\ c_\gamma = \cos \gamma & s_\gamma = \sin \gamma \end{cases} \end{aligned}$$

图3 分支坐标系的欧拉变换图

为描述分支坐标系 $\{W\}$ 到基坐标系 $\{O\}$ ，绘制分支坐标系的欧拉变换图。可以得到分支坐标系到

基坐标系的坐标转换矩阵 ${}^o\mathbf{R} = \mathbf{R}(z_i, -\delta_i) \mathbf{R}(x_i, -\theta)$ ，则动平台端点 a_i 在分支坐标系 $\{W\}$ 下的位置矢量 $\mathbf{a}_i^{w_i}$ 可表示为

$$\begin{cases} \mathbf{a}_i^o = {}^o\mathbf{R} \mathbf{a}_i^p + \mathbf{p} \\ \mathbf{a}_i^{w_i} = {}^o\mathbf{R}^{-1} (\mathbf{a}_i^o - \mathbf{B}_i^o) \end{cases} \quad (3)$$

式中， $\mathbf{a}_i^o$ 为动平台端点在基坐标系下的位置矢量； $\mathbf{B}_i^o$ 表示分支坐标系原点 w_i 在基坐标系下的位置矢量； $\delta_i = 18^\circ + 72^\circ i$ ($i=1,2,3,4,5$)。

$$\mathbf{B}_i^o = \begin{bmatrix} R & R \cos \lambda & -R \cos \frac{\lambda}{2} & -R \cos \frac{\lambda}{2} & \cos \lambda \\ 0 & R \sin \lambda & R \sin \frac{\lambda}{2} & -R \sin \frac{\lambda}{2} & -R \sin \lambda \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (4)$$

在任意时刻球面副端点 b_i 在分支坐标系 $\{W\}$ 下的位置矢量 $\mathbf{b}_i^w$ 可表示为

$$\begin{bmatrix} b_1^{w_1} & b_2^{w_2} & b_3^{w_3} & b_4^{w_4} & b_5^{w_5} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ l_1 & l_2 & l_3 & l_4 & l_5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (5)$$

因此固定长杆 $a_i b_i$ 的长度可表示为

$$\begin{aligned} l_i^2 &= (a_{ix}^{w_i} - b_{ix}^{w_i})^2 + (a_{iy}^{w_i} - b_{iy}^{w_i})^2 + \\ &= (a_{iz}^{w_i} - b_{iz}^{w_i})^2 \quad (i=1,2,3,4,5) \end{aligned} \quad (6)$$

由式(1)~(6)整理可得各驱动副的输入位移为

$$l_i = a_{iy}^{w_i} - \sqrt{L^2 - (a_{ix}^{w_i})^2 - (a_{iz}^{w_i})^2} \quad i=1,2,3,4,5 \quad (7)$$

其中中间 UPU 支链的长度 l_0

$$l_0 = \sqrt{(p^o - o^o)^2} = \sqrt{p_x^2 + p_y^2 + p_z^2} \quad (8)$$

将式(3)代入式(7)即完成了机构的位置反解，通过给定动平台的姿态可得出对应的输入行程。

1.3 速度分析

设动平台的广义速度为： $\dot{\mathbf{q}} = (\dot{x}, \dot{y}, \dot{z}, \dot{\gamma}, \dot{\beta})$ ，其在固定坐标系下的速度可表示为

$$\begin{aligned} \mathbf{V} &= \begin{bmatrix} \mathbf{v}_p \\ \boldsymbol{\omega}_p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{I}_3 & \mathbf{0}_{3 \times 2} \\ \mathbf{0}_{3 \times 3} & \mathbf{J}_d \end{bmatrix} \dot{\mathbf{q}} = \mathbf{J}_p \dot{\mathbf{q}} \quad (9) \\ \mathbf{J}_d &= \begin{bmatrix} \cos \beta & 0 \\ 0 & 1 \\ -\sin \beta & 0 \end{bmatrix} \end{aligned}$$

则动平台各端点 a_i 处的速度为

$$\mathbf{v}_{ai} = \mathbf{v}_p + \boldsymbol{\omega}_p \times \mathbf{a}_i^o = v_i \mathbf{e}_i + \boldsymbol{\omega}_i \times \boldsymbol{\delta}_i l \quad (10)$$

式中， $\mathbf{a}_i^o$ 为动平台中心到各端点在基坐标系下的位置矢量； $\mathbf{e}_i$ 为输入速度的单位方向矢量； $\boldsymbol{\omega}_i$ 为杆长 $a_i b_i$ 的角速度；杆长 $a_i b_i$ 的单位矢量为 $\boldsymbol{\delta}_i$ 。

式(10)两边左点乘单位矢量 δ_i^T 可得输入速度与输出速度之间的映射关系

$$\mathbf{v}_i = \mathbf{J}_v \mathbf{V} \quad (11)$$

$$\mathbf{J}_v = \begin{bmatrix} \frac{\delta_i^T}{\delta_i^T \mathbf{e}_i} & \frac{(\mathbf{a}_i^o \times \delta_i)^T}{\delta_i^T \mathbf{e}_i} \end{bmatrix}$$

式(10)两边同时又乘 δ_i , 整理得到杆长 $a_i b_i$ 的角速度

$$\omega_{li} = \frac{\delta_i \times (\mathbf{v}_{ai} - \mathbf{v}_{li} \mathbf{e}_i)}{l} = \mathbf{J}_\omega \mathbf{V} \quad (12)$$

式中, $\mathbf{J}_\omega = \frac{\tilde{\delta}_i}{l} (\mathbf{J}_a - \mathbf{e}_i \cdot \mathbf{J}_v)$, $\tilde{\delta}_i$ 为 δ_i 的斜对称矩阵。

则杆长 $a_i b_i$ 质心处的速度为

$$\mathbf{v}_{li} = \mathbf{v}_i \mathbf{e}_i + \omega_{li} \times \delta_i \frac{l}{2} = \mathbf{J}_l \mathbf{V} \quad (13)$$

$$\mathbf{J}_l = \mathbf{e}_i \mathbf{J}_v - \frac{l}{2} \tilde{\delta}_i \mathbf{J}_\omega$$

对于中间约束分支, UPU 支链包括上段伸缩杆件和下段摇摆杆件组成。设其上段虎克铰中心点 P_u 相对应动平台的中心 P 在固定坐标系下的位置矢量为 $\mathbf{r}_{up} = \mathbf{R}_p^o (\mathbf{p}_u - \mathbf{p})$, 其速度可表示为

$$\mathbf{v}_{pu} = \mathbf{v}_p + \omega_p \times \mathbf{r}_{up} = \mathbf{v}_0 \mathbf{e}_0 + \omega_{mid} \times \mathbf{l}_{ud} \quad (14)$$

式中, $\mathbf{l}_{ud}$ 表示上段虎克铰中心点相对于下段虎克铰中心点的位置矢量; $\mathbf{e}_0$ 为中间约束杆件的单位矢量, $\mathbf{e}_0 = \frac{\|\mathbf{l}_{ud}\|}{l_{ud}}$ 。

式(14)两边点乘 $\mathbf{e}_0^T$, 整理可得中间约束分支的输入速度为

$$\mathbf{v}_0 = \mathbf{e}_0^T \mathbf{v}_p + \mathbf{e}_0^T \cdot \omega_p \times \mathbf{r}_{up} = \mathbf{J}_o \mathbf{V} \quad (15)$$

$$\mathbf{J}_o = [\mathbf{e}_0^T \quad (\mathbf{r}_{up} \times \mathbf{e}_0)^T]$$

式(14)两边又乘 $\mathbf{e}_o$, 整理可得中间约束分支的角速度为

$$\omega_{mid} = \frac{\mathbf{e}_0 \times (\mathbf{v}_p + \omega_p \times \mathbf{r}_{up})}{l_{ud}} = \mathbf{J}_{mid} \mathbf{V} \quad (16)$$

$$\mathbf{J}_{mid} = \frac{1}{l_{ud}} \tilde{\mathbf{e}}_0 \cdot \mathbf{J}_{pu}$$

则上段杆件质心处的速度为

$$\mathbf{v}_{mu} = \mathbf{v}_0 \mathbf{e}_0 + \omega_{mid} \times (\mathbf{l}_{ud} - \mathbf{l}_{up}) = \mathbf{J}_{mu} \mathbf{V} \quad (17)$$

式中, $\mathbf{J}_{mu} = \mathbf{e}_0 \cdot \mathbf{J}_o + (\mathbf{l}_{up} - \mathbf{l}_{ud}) \tilde{\mathbf{e}}_0 \mathbf{J}_{mid}$, $\mathbf{l}_{up}$ 表示上段杆件质心相对于上段虎克铰中心的位置矢量。

下段杆件质心处的速度为

$$\mathbf{v}_{md} = \omega_{mid} \times \mathbf{l}_{do} = \mathbf{J}_{md} \mathbf{V} \quad (18)$$

式中, $\mathbf{J}_{md} = -\mathbf{l}_{do} \cdot \tilde{\mathbf{e}}_0 \times \mathbf{J}_{mid}$, $\mathbf{l}_{do}$ 表示下段杆件质心相

对于下段虎克铰中心的位置矢量。

1.4 加速度分析

对式(9)、(10)两端求导分别得到动平台的加速度和端点 a_i 处的加速度

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{a}_p \\ \boldsymbol{\varepsilon}_p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{v}}_p \\ \dot{\boldsymbol{\omega}}_p \end{bmatrix} = \dot{\mathbf{J}}_p \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{J}_p \ddot{\mathbf{q}} \quad (19)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{a}_p + \boldsymbol{\varepsilon}_p \times \mathbf{a}_i^o + \omega_p \times (\omega_p \times \mathbf{a}_i^o) = \\ \mathbf{e}_i \mathbf{a}_i + \boldsymbol{\varepsilon}_i \times \delta_i l + \omega_{li} \times (\omega_{li} \times \delta_i) l \end{aligned} \quad (20)$$

式(20)两端点乘 δ_i^T 得

$$\begin{aligned} \delta_i^T \mathbf{a}_p + \delta_i^T \boldsymbol{\varepsilon}_p \times \mathbf{a}_i^o + \delta_i^T \omega_p \times (\omega_p \times \mathbf{a}_i^o) = \\ \delta_i^T \mathbf{e}_i \mathbf{a}_i + \delta_i^T L \omega_{li} \times (\omega_{li} \times \delta_i) \end{aligned} \quad (21)$$

整理得

$$\mathbf{a}_i = \mathbf{H}_i \mathbf{A} + \mathbf{V}^T \mathbf{J}_i \mathbf{V} \quad (22)$$

$$\mathbf{H}_i = \begin{bmatrix} \frac{\delta_i^T}{\delta_i^T \mathbf{e}_i} & \frac{r \cdot (\mathbf{a}_i^o \times \delta_i)^T}{\delta_i^T \mathbf{e}_i} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{J}_i = \frac{1}{\delta_i^T \mathbf{e}_i} \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{3 \times 3} & \mathbf{0}_{3 \times 3} \\ \mathbf{0}_{3 \times 3} & r \tilde{\delta}_i \mathbf{a}_i^o \end{bmatrix} - \mathbf{J}_{li}^T \tilde{\delta}_i^2 \mathbf{J}_{li}$$

式(20)两端又乘 δ_i 整理可得杆长 $a_i b_i$ 的角加速度为

$$\boldsymbol{\varepsilon}_{li} = \frac{\delta_i \times (\mathbf{a}_{ai} - \mathbf{a}_i \mathbf{e}_i)}{l} = \mathbf{H}_\varepsilon \mathbf{A} + \mathbf{J}_\varepsilon \mathbf{V} \quad (23)$$

$$\mathbf{H}_\varepsilon = \frac{\tilde{\delta}_i}{L} \cdot (\mathbf{H}_{ai} - \mathbf{e}_i \cdot \mathbf{H}_i) \quad \mathbf{J}_\varepsilon = -\frac{\tilde{\delta}_i}{L} \mathbf{e}_i \mathbf{V}^T \mathbf{J}_i \quad (24)$$

式(13)两边同时对时间求导, 则杆长 $a_i b_i$ 质心所在的加速度为

$$\begin{aligned} \mathbf{a}_{li} = \mathbf{a}_i \mathbf{e}_i + \boldsymbol{\varepsilon}_{li} \times \delta_i \frac{l}{2} + \omega_{li} \times \frac{l}{2} (\omega_{li} \times \delta_i) = \\ \frac{1}{2} (\mathbf{a}_{ai} + \mathbf{a}_i \mathbf{e}_i) = \mathbf{H}_{al} \mathbf{A} + \mathbf{J}_{al} \mathbf{V} \end{aligned} \quad (25)$$

$$\mathbf{H}_{al} = \frac{1}{2} (\mathbf{H}_{ai} + \mathbf{e}_i \cdot \mathbf{H}_i) \quad \mathbf{J}_{al} = \frac{1}{2} \mathbf{e}_i \mathbf{V}^T \mathbf{J}_i$$

对于中间 UPU 支链约束分支, 对式(14)两端求导可得 P 点的加速度

$$\begin{aligned} \mathbf{a}_{up} = \mathbf{a}_p + \boldsymbol{\varepsilon}_p \times \mathbf{e}_{up} \cdot \mathbf{r}_{up} + \omega_p \cdot (\omega_p \times \mathbf{e}_{up}) \mathbf{r}_{up} = \\ \mathbf{a}_0 \mathbf{e}_0 + \mathbf{v}_0 (\omega_{mid} \times \mathbf{e}_0) + \boldsymbol{\varepsilon}_{mid} \times \mathbf{e}_0 \mathbf{l}_{ud} + \\ \omega_{mid} \times (\omega_{mid} \times \mathbf{e}_0) \mathbf{l}_{ud} + \omega_{mid} \times \mathbf{e}_0 \mathbf{v}_0 \end{aligned} \quad (26)$$

式(26)点乘 $\mathbf{e}_0^T$ 得

$$\mathbf{a}_0 = \mathbf{e}_0^T \mathbf{a}_{up} + \mathbf{l}_{ud} \omega_{mid}^T \cdot \omega_{mid} = \mathbf{H}_o \mathbf{A} + \mathbf{V}^T \mathbf{J}_o \mathbf{V} \quad (27)$$

$$\mathbf{H}_o = \mathbf{e}_0^T \cdot \mathbf{H}_{up} \quad \mathbf{J}_o = \frac{1}{l_{ud}} \begin{bmatrix} \tilde{\mathbf{e}}_0 \\ -\tilde{\mathbf{e}}_0 \tilde{\mathbf{r}}_{up} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tilde{\mathbf{e}}_0 & -\tilde{\mathbf{e}}_0 \tilde{\mathbf{r}}_{up} \end{bmatrix}$$

式(26)又乘 $\mathbf{e}_0$ 得

$$\boldsymbol{\varepsilon}_{mid} = \frac{\mathbf{e}_0 \times \mathbf{a}_{up} - 2\mathbf{v}_0 \boldsymbol{\omega}_{mid}}{l_{ud}} = \mathbf{H}_{\varepsilon m} \mathbf{A} + \mathbf{J}_{\varepsilon m} \mathbf{V} \quad (28)$$

$$\mathbf{H}_{\varepsilon m} = \frac{1}{l_{ud}} (\tilde{\mathbf{e}}_0 \cdot \mathbf{H}_{up}) \quad \mathbf{J}_{\varepsilon m} = -\frac{2}{l_{ud}} \mathbf{J}_0 \mathbf{V} \mathbf{J}_{mid}$$

式(17)两端同时对时间求导得到其上段杆件质心所在的加速度为

$$\begin{aligned} \mathbf{a}_{mu} &= \mathbf{a}_0 \mathbf{e}_0 + \boldsymbol{\varepsilon}_{mid} \times \mathbf{e}_0 (r_{uo} - l_{up}) + \\ & (r_{uo} - l_{up}) \boldsymbol{\omega}_{mid} \times (\boldsymbol{\omega}_{mid} \times \mathbf{e}_0) + 2\boldsymbol{\omega}_{mid} \times \mathbf{v}_0 \mathbf{e}_0 \end{aligned} \quad (29)$$

式中, $2\boldsymbol{\omega}_{mid} \times \mathbf{v}_0 \mathbf{e}_0$ 为上段杆件质心处的科式加速度。

式(18)两端同时对时间求导得到下段杆件质心所在的加速度为

$$\mathbf{a}_{md} = \boldsymbol{\varepsilon}_{mid} \times \mathbf{l}_{md} + \boldsymbol{\omega}_{mid} \times (\boldsymbol{\omega}_{mid} \times \mathbf{l}_{md}) \quad (30)$$

2 基于牛顿-欧拉法的动力学建模

牛顿-欧拉法是将各个活动构件单独进行受力分析, 分别建立各杆件的牛顿-欧拉动力学方程, 消除各杆件之间的内力, 建立整体并联机构的动力学模型, 得到了驱动力与机构运动及外力之间的联系。

2.1 动平台动力学方程

5-PSS/UPU 并联机构的动平台承受中间支链的约束力 $\mathbf{F}_o$ 、虎克铰关节的摩擦力矩 $\mathbf{M}_{fo}$ 、自身的重力 $m\mathbf{g}$ 以及第 $i(i=1,2,3,4,5)$ 条主动支链的约束力 $\mathbf{F}_{ai}$ 以及球面副关节 a_i 处的摩擦力矩 $\mathbf{M}_{ai}$, 设动平台受到的外力和外力矩分别为 $\mathbf{F}_w$ 和 $\mathbf{M}_w$, 见图 4。

图4 动平台受力图

动平台动力学方程

$$\mathbf{F}_w + \mathbf{F}_o + m\mathbf{g} + \sum_{i=1}^5 \mathbf{F}_{ai} = m\mathbf{a}_p \quad (31)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_{ai} + \mathbf{M}_w + \mathbf{M}_{fo} + \sum_{r=1}^5 \mathbf{a}_i^o \times \mathbf{F}_{ai} = \\ {}^o\mathbf{I}_p \boldsymbol{\varepsilon}_p + \boldsymbol{\omega}_p \times ({}^o\mathbf{I}_p \boldsymbol{\omega}_p) \end{aligned} \quad (32)$$

式中, ${}^o\mathbf{I}_p = {}^o\mathbf{R}_p \mathbf{I}_p {}^o\mathbf{R}_p^T$; ${}^o\mathbf{I}_p$ 为动平台相对于基坐标系的惯量矩阵; $\mathbf{I}_p$ 为动平台相对于动坐标系的惯量

矩阵。

2.2 驱动分支连杆动力学方程

5-PSS/UPU 并联机构的主动支链 $a_i b_i$ 受到动平台虎克铰关节的约束反力 $-\mathbf{F}_{ai}$ 和摩擦力矩 $-\mathbf{M}_{ai}$ 、自身的重力 $m_i \mathbf{g}$ 以及球面副关节约束力 $\mathbf{F}_{bi}$ 和摩擦力矩 $\mathbf{M}_{bi}$, 见图 5。

图5 主动支链受力图

主动支链的动力学方程

$$-\mathbf{F}_{ai} + m_i \mathbf{g} + \mathbf{F}_{bi} = m_i \mathbf{a}_{li} \quad (33)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} L \boldsymbol{\delta}_i \times (-\mathbf{F}_{ai}) + \frac{1}{2} L (-\boldsymbol{\delta}_i) \times \mathbf{F}_{bi} - \mathbf{M}_{ai} + \mathbf{M}_{bi} = \\ {}^o\mathbf{I}_{li} \boldsymbol{\varepsilon}_{li} + \boldsymbol{\omega}_{li} \times ({}^o\mathbf{I}_{li} \boldsymbol{\omega}_{li}) \end{aligned} \quad (34)$$

式中, ${}^o\mathbf{I}_{li} = {}^o\mathbf{R}_{li} \mathbf{I}_{li} {}^o\mathbf{R}_{li}^T$; ${}^o\mathbf{I}_{li}$ 为杆件 $a_i b_i$ 相对于基坐标系的惯量矩阵; $\mathbf{I}_{li}$ 为杆件 $a_i b_i$ 相对于支链坐标系的惯量矩阵; ${}^o\mathbf{R}_{li}$ 表示支链坐标系到基坐标系的旋转矩阵。

2.3 滑块动力学方程

5-PSS/UPU 并联机构的滑块受到球面副关节的约束反力 $-\mathbf{F}_{bi}$ 和摩擦力矩 $-\mathbf{M}_{bi}$ 、自身的重力 $m_o \mathbf{g}$ 、丝杆对其的作用力 $\mathbf{F}_i$ 以及滑动受到的摩擦力 $\mathbf{F}_{fi}$, 见图 6。

图6 滑块受力图

滑块的动力学方程为

$$\mathbf{F}_i - \mathbf{F}_{bi} + m_o \mathbf{g} + \mathbf{F}_{fi} = m_o \mathbf{a}_i \quad (35)$$

2.4 整体动力学模型的建立

牛顿-欧拉法构建动力学模型是消除各分支的

内力建立起输入与输出之间的动力学关系。对式(35)两端点乘 $\mathbf{e}_i^T$ 得

$$\mathbf{e}_i^T \mathbf{F}_i = m_o \mathbf{a}_i + \mathbf{e}_i^T \mathbf{F}_{bi} - \mathbf{e}_i^T \mathbf{F}_{fi} - \mathbf{e}_i^T m_o \mathbf{g} \quad (36)$$

则作用在滑块上的驱动力大小为

$$\tau_i = \mathbf{e}_i^T \mathbf{F}_i = \mathbf{e}_i^T (\mathbf{F}_{bi} - \mathbf{F}_{fi} - m_o \mathbf{g}) + m_o \mathbf{a}_i \quad (37)$$

将式(33)代入式(37)整理可得

$$\tau_i = \mathbf{e}_i^T (m_l \mathbf{a}_{li} - m_l \mathbf{g} + \mathbf{F}_{ai} - \mathbf{F}_{fi}) - \mathbf{e}_i^T m_o \mathbf{g} + m_o \mathbf{a}_i \quad (38)$$

将式(34)整理可得

$$L \delta_i \times \mathbf{F}_{ai} = \mathbf{C}_i \quad (39)$$

$$\mathbf{C}_i = \frac{1}{2} L \delta_i \times (m_l \mathbf{g} - m_l \mathbf{a}_{li}) - \mathbf{M}_{ai} + \mathbf{M}_{bi} - {}^o \mathbf{I}_{li} \boldsymbol{\varepsilon}_{li} - \boldsymbol{\omega}_{li} \times ({}^o \mathbf{I}_{li} \cdot \boldsymbol{\omega}_{li})$$

对式(37)两边又乘 $\mathbf{e}_i$ 得

$$L \mathbf{e}_i \times \delta_i \times \mathbf{F}_{ai} = \mathbf{e}_i \times \mathbf{C}_i \quad (40)$$

整理得

$$\mathbf{F}_{ai} = \frac{\delta_i (\mathbf{e}_i^T \mathbf{F}_{ai})}{\mathbf{e}_i^T \delta_i} - \frac{\mathbf{e}_i \times \mathbf{C}_i}{L \mathbf{e}_i^T \delta_i} \quad (41)$$

由式(38)得

$$\mathbf{e}_i^T \mathbf{F}_{ai} = \tau_i + \mathbf{e}_i^T (m_l \mathbf{g} - m_l \mathbf{a}_{li} + \mathbf{F}_{fi}) + \mathbf{e}_i^T m_o \mathbf{g} - m_o \mathbf{a}_i \quad (42)$$

将式(42)代入式(41)得

$$\mathbf{F}_{ai} = \frac{\delta_i}{\mathbf{e}_i^T \delta_i} [\mathbf{e}_i^T (m_l \mathbf{g} - m_l \mathbf{a}_{li} + \mathbf{F}_{fi}) + \mathbf{e}_i^T m_o \mathbf{g} - m_o \mathbf{a}_i] + \frac{\delta_i}{\mathbf{e}_i^T \delta_i} \tau_i - \frac{\tilde{\mathbf{e}}_i}{L \mathbf{e}_i^T \delta_i} \mathbf{C}_i \quad (43)$$

结合式(31)~(43)整理得

$$\mathbf{M}(\mathbf{q}) \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{G}(\mathbf{q}) + \mathbf{F}_f(\mathbf{q}) + \mathbf{F} = \mathbf{J} \boldsymbol{\tau} \quad (44)$$

得到包含关节摩擦的机构动力学方程；其中 $\mathbf{M}(\mathbf{q})$ 为惯量矩阵其数值只与机构的位姿有关， $\mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$ 为向心力及科氏力系数矩阵其值除与机构的位姿有关外，还与机构的运动速度有关； $\mathbf{G}(\mathbf{q})$ 为重力项； $\mathbf{F}_f(\mathbf{q})$ 为包含各关节摩擦力项； $\mathbf{F}$ 为动平台受到的外力项； $\boldsymbol{\tau}$ 为驱动力项。

2.5 摩擦建模

在 5-PSS/UPU 并联机构中各关节运动副主要包括球面副、虎克铰以及电动机滑块组成的直线副；而在该并联机构动力学模型的求解过程中，关节摩擦效应主要来自于各球铰以及滑块处的摩擦，因此在数值仿真过程中只考虑该两项的摩擦影响。根据库仑摩擦模型分别计算出相应的摩擦力矩。

设推力球轴承处的摩擦力矩 M_{ai} 、 M_{bi} ，其计算表达式为

$$\mathbf{M}_{ai} = R_s \mu_s \mathbf{F}_{ai} \quad \mathbf{M}_{bi} = R_s \mu_s \mathbf{F}_{bi} \quad (45)$$

式中， R_s 为推力球轴承半径； μ_s 为推力球轴承处的摩擦因数。

滑块受到的滑动摩擦 $\mathbf{F}_{fi}$ ，其计算表达式为

$$\mathbf{F}_{fi} = \frac{2\pi}{P} f_v \mathbf{v}_i \quad (46)$$

式中， P 为滚珠丝杠导程； f_v 黏性摩擦因数。

2.6 含关节摩擦的驱动力求解过程

(1) 基于式(33)和式(34)求得各关节的约束作用力 $\mathbf{F}_{ai}$ 、 $\mathbf{F}_{bi}$ 后，代入库仑摩擦模型中得到各关节的摩擦力项，记为 $\mathbf{F}_{f1}(\mathbf{q})$ 。

(2) 将摩擦力项 $\mathbf{F}_{f1}(\mathbf{q})$ 代入该并联机构动力学模型式(43)中，求得含关节摩擦的驱动力项，记为 $\boldsymbol{\tau}_1$ 。

(3) 再次按照步骤(1)求解各关节的摩擦力项，记为 $\mathbf{F}_{f2}(\mathbf{q})$ ，并代入式(43)求得驱动力项 $\boldsymbol{\tau}_2$ 。

(4) 以此类推求得各时刻下关节的摩擦力项 $\mathbf{F}_{fn}(\mathbf{q})$ 和含关节摩擦的驱动力项 $\boldsymbol{\tau}_n$ 。

2.7 动力学数值仿真算例

假设在 5-PSS/UPU 并联机构动平台中心处承载重物为 50 kg，给定动平台的运动轨迹如下

$$\begin{cases} x = y = 0 \\ z = 10 \sin(0.4\pi t) \end{cases} \quad \begin{cases} \alpha = 7.5 \sin(0.4\pi t) \\ \beta = 7.5 \sin(0.4\pi t) \end{cases} \quad (47)$$

设各构件均为形状规则，质量均匀的刚体。该并联机构各参数值如表 1 所示。

表 1 5-PSS/UPU 并联机构结构参数

参数	数值
动平台半径外接圆半径 r/mm	306
支链连杆长度 L/mm	520
基座外接圆半径 R/mm	686
移动副与基座底面夹角 θ/rad	$\pi/6$
动平台质量 m/kg	8.2
固定长杆件质量 m_l/kg	2.5
滑块质量 m_o/kg	0.84
动平台转动惯量 $I_p/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	diag(0.24, 0.24, 0.47)
固定杆长转动惯量 $I_{li}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	diag(0.057, 0.057, 0.00078)
推力球轴承半径 R_s/mm	20
推力球轴承处的摩擦因数 μ_s	0.05
滚珠丝杠导程 P/mm	10
黏性摩擦因数 f_v	0.05

将表中的参数值代入动力学模型表达式，利用 Matlab 分别计算考虑关节摩擦和忽略关节摩擦时各驱动支链的驱动力，并将三维模型导入 ADAMS 中，设定构件材料属性及约束条件，选取运动时间为 1 s 进行仿真验证，各驱动力大小的理论结果和仿真结果如图 7 所示。

(a)主动支链1驱动力

(e)主动支链5驱动力

图7 各主动支链驱动力大小

(b)主动支链2驱动力

(c)主动支链3驱动力

(d)主动支链4驱动力

通过对比结果显示:在运动时间1 s内,ADAMS 仿真值与 Matlab 理论值基本一致,验证了动力学模型的正确性。关节摩擦效应对驱动力的大小有明显的影响且驱动力变化明显时,关节摩擦对驱动力的影响较大;当驱动力变化平缓时,关节摩擦对驱动力的影响较小。考虑关节摩擦和未考虑关节摩擦的情况下,各移动副的驱动力最大误差分别为:1.62%、0.48%、3.85%、1.21%、5.13%,验证了5-PSS/UPU 并联机构在实际应用过程中考虑关节摩擦的必要性。

3 惯量耦合特性分析

3.1 关节空间动力学模型建立

为了研究5-PSS/UPU 并联机构各支链间的耦合特性,需要建立关节空间下的动力学模型。根据并联机构整体在广义坐标下的动能和在关节空间坐标下的动能相等可得

$$\frac{1}{2} \dot{\mathbf{q}}^T \mathbf{M}(\mathbf{q}) \dot{\mathbf{q}} = \frac{1}{2} \mathbf{v}_i^T \mathbf{M}_g \mathbf{v}_i \quad (48)$$

式中, $\mathbf{M}_g$ 为关节空间下该并联机构的质量矩阵。

将 $\mathbf{v}_i = \mathbf{J}_v \dot{\mathbf{q}}$ 代入得

$$\mathbf{M}_g = (\mathbf{J}_v^{-1})^T \mathbf{H}(\mathbf{q}) (\mathbf{J}_v^{-1}) \quad (49)$$

由 $\mathbf{v}_i = \mathbf{J}_v \dot{\mathbf{q}}$ 求导得 $\mathbf{a}_i = \dot{\mathbf{J}}_v \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{J}_v \ddot{\mathbf{q}}$ 并代入动力学方程得

$$\mathbf{M}_g \mathbf{a}_i + \mathbf{C}_g \mathbf{v}_i + \mathbf{G}_g + \mathbf{F}_{fg} + \mathbf{F}_g = \boldsymbol{\tau} \quad (50)$$

$$\mathbf{C}_g = \mathbf{J}^{-1} (\mathbf{H}(\mathbf{q}) \dot{\mathbf{J}}_v^{-1} + \mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \mathbf{J}_v^{-1}) \quad \mathbf{G}_g = \mathbf{J}^{-1} \mathbf{G}(\mathbf{q})$$

$$\mathbf{F}_{fg} = \mathbf{J}^{-1} \mathbf{F}_f(\mathbf{q}) \quad \mathbf{F}_g = \mathbf{J}^{-1} \mathbf{F}$$

3.2 惯量耦合性能指标的定义

在并联机构的闭环控制系统中,由于动平台的

位姿输出很难实时准确测量,因此对驱动支链的关节控制成为并联机构的主要控制方法。5-PSS/UPU 并联机构共有 5 条控制回路,即 5 个直线电动机模块, τ_i 为关节空间下第 i 条控制回路的电动机驱动力,从下图可以看出,各主动轴驱动力除承受所在支链的惯量外,还受到其他支链对其产生的耦合惯量影响。由耦合惯量产生的耦合力矩作为干扰力矩将在一定程度上影响 5-PSS/UPU 并联机构的动态性能,见图 8。

图 8 5-PSS/UPU 各主动支链间的耦合关系图

基于以上分析,耦合惯量力矩是由关节空间动力学模型下质量矩阵 $\mathbf{M}_g$ 的非对角项引起的,因此 5-PSS/UPU 并联机构的惯量耦合特性体现在关节空间动力学模型的质量矩阵 $\mathbf{M}_g$ 。该矩阵的非对角项相对主对角项越小,则表明机构受到的耦合力矩越小;反之,则表明机构受到的耦合特性越大。本文根据文献[18]定义的耦合强度系数来衡量该并联机构的动力学耦合程度即

$$\lambda_i = \frac{\sum_{j=1, j \neq i}^5 |\mathbf{M}_{ij}|}{|\mathbf{M}_{ii}|} \quad (51)$$

从式(51)可以看出若 $\lambda_i < 1$, 则质量矩阵 $\mathbf{M}_g$ 为主对角占优矩阵,此时各支链的之间的耦合较小, 5-PSS/UPU 并联机构的动态性能较好。为了更好地表征耦合性能指标将式(51)作如下处理

$$\text{ICI}_i = 1 - \frac{1}{e^{\lambda_i}} \quad (52)$$

式中, ICI_i 为该 5-PSS/UPU 并联机构各支链的耦合性能指标且 $\text{ICI}_i \in [0, 1]$, 当 ICI_i 接近于 1 时,表明机构各支链间的惯量耦合较大,当 ICI_i 接近于 0 时,表明机构各支链间的惯量耦合较小。

3.3 指标分布仿真分析

根据提出的耦合特性指标,利用 Matlab 对

5-PSS/UPU 并联机构的惯量耦合特性进行数值仿真研究。根据该并联机构结构尺寸、滑块行程范围以及运动副的转角范围,确定其运动工作空间,即 $-200 \leq x \leq 200$; $-80 \leq y \leq 80$; $-40 \leq z \leq 40$; $-15^\circ \leq \alpha \leq 15^\circ$; $-8^\circ \leq \beta \leq 8^\circ$ 。通过数值仿真,可以得到各支链耦合性能指标随并联机构运动各状态之间的分布规律,见图 9。

(a) 驱动力 ICI 随 x 方向分布规律

(b) 驱动力 ICI 随 y 方向分布规律

(c) 驱动力 ICI 随 z 向分布规律

(d)驱动力ICI随 α 方向分布规律 (e)驱动力ICI随 β 方向分布规律

图 9 各主动支链耦合性能指标与运动状况关系

从图中可以明显地看出各驱动支链惯量耦合指标随并联机构各运动情况的变化。支链 1 耦合惯量 ICI1 关于 $x=0$ 对称, 且随 x 的绝对值增大而增大, 整体变化较大; 关于 $y=0$ 对称, 且 y 的绝对值增大而增大, 整体变化比较平稳; 关于 $z=0$ 对称, 且随着 z 的绝对值增大而增大, 整体变化较大; 关于 $a=0$ 对称, 且随着 a 的增大而减小, 整体变化较大; 关于 β 基本保持不变。支链 2 耦合惯量 ICI2 关于 $x=0$ 对称, 且随 x 的绝对值增大而增大, 整体变化较平稳; 关于 $y=0$ 对称, 且 y 的绝对值增大而增大, 整体变化比较平稳; 关于 $z=0$ 对称, 且随着 z 的绝对值增大而增大, 整体变化较大; 关于 $a=0$ 基本保持不变; 关于 $\beta=0$ 对称, 且随着 β 的绝对值增大而减小, 整体变化较平稳。支链 3 耦合惯量 ICI3 关于 $x=0$ 对称, 且随 x 的绝对值增大而增大, 整体变化大; 关于 $y=0$ 对称, 且 y 的绝对值增大而增大, 整体变化大; 关于 $z=0$ 对称, 且随着 z 的绝对值增大而增大, 整体变化比较大; 关于 $a=0$ 对称, 且随着 a 的

增大而减小, 整体变化较小; 关于 $\beta=0$, 且随着 β 的绝对值增大而减小, 整体变化较小。支链 4 耦合惯量 ICI4 关于 $x=0$ 对称, 且随 x 的绝对值增大而增大, 整体变化大; 关于 $y=0$ 对称, 且 y 的绝对值增大而减小, 整体变化比较平稳; 关于 $z=0$ 对称, 且随着 z 的绝对值增大而增大, 整体变化大; 关于 $a=0$ 对称, 且随着 a 的增大而减小, 整体变化较大; 关于 $\beta=0$, 且随着 β 的绝对值增大而减小, 整体变化大。支链 5 耦合惯量 ICI5 关于 $x=0$ 对称, 且随 x 的绝对值增大而增大, 整体变化较平稳; 关于 $y=0$ 对称, 且 y 的绝对值增大而减小, 整体变化比较平稳; 关于 $z=0$ 对称, 且随着 z 的绝对值增大而增大, 整体变化较大; 关于 a 基本保持不变; 关于 $\beta=0$, 且随着 β 的绝对值增大而减小, 整体变化大。

4 结论

本文提出一种新型 5-PSS/UPU 并联机构, 该机构的驱动器都设置在装置的机架上, 减轻了装置的负荷, 提高了装置的驱动能力; 具有运动稳定性高、实时控制性强等优点, 该装置可应用于海平面回收平台等领域作为柔性自适应平衡调节系统装置。

(1) 在考虑关节摩擦的情况下, 利用牛顿-欧拉法建立 5-PSS/UPU 并联机构的动力学模型, 并对各驱动支链进行动力学数值仿真。通过对比 ADAMS 仿真值与 Matlab 理论值, 验证了动力学模型的正确性和考虑关节摩擦效应的必要性。

(2) 基于动力学分析, 推导出 5-PSS/UPU 并联机构在关节空间下的动力学模型, 利用该模型对机构进行各支链间的耦合特性研究; 研究结果表明通过合理的轨迹优化设计, 可以在一定程度上减少动力学耦合特性对并联机构动态性能所产生的影响, 该结果为 5-PSS/UPU 并联机构的轨迹优化设计和控制策略研究提供了重要的参考价值。

参 考 文 献

- [1] 李研彪, 郑航, 王林, 等. 一种柔性自适应柔性动态平衡转置: 中国, ZL201711377071.3.X[P]. 2017-12-19.
LI Yanbiao, ZHENG Hang, WANG Lin, et al. A adaptive flexible dynamic balance transposition: China, ZL201711377071.3. X[P]. 2017-12-19.
- [2] 王唱, 赵铁石, 赵延治, 等. 基于 QR 分解的少自由度并联机构运动学及刚度分析[J]. 机械工程学报, 2015, 51(23): 28-35.
WANG Chang, ZHAO Tieshi, ZHAO Yanzhi, et al. Kinematic and stiffness analysis of lower-mobility parallel

- mechanisms based on QR decomposition[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(23): 28-35.
- [3] LIU X J, LI J, ZHOU Y. Kinematic optimal design of a 2-degree-of-freedom 3-parallelogram planar parallel manipulator[J]. Mechanism & Machine Theory, 2015, 87: 1-17.
- [4] 陈子明, 刘晓檬, 张扬, 等. 对称两转一移 3-UPU 并联机构的动力学分析[J]. 机械工程学报, 2017, 53(21): 46-53.
- CHEN Ziming, LIU Xiaomeng, ZHANG Yang, et al. Dynamics analysis of a symmetrical 2R1T 3-UPU parallel mechanism[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(21): 46-53.
- [5] FU J, GAO F, CHEN W, et al. Kinematic accuracy research of a novel six-degree-of-freedom parallel robot with three legs[J]. Mechanism and Machine Theory, 2016, 102: 86-102.
- [6] BENNEHAR M, CHEMORI A, PIERROT F. A new revised desired compensation adaptive control for enhanced tracking: Application to RA-PKMs[J]. Advanced Robotics, 2016, 30(17-18): 1199-1214.
- [7] 牛雪梅, 高国琴, 刘辛军, 等. 新型驱动冗余并联机构动力学建模及简化分析[J]. 机械工程学报, 2014, 50(19): 41-49.
- NIU Xuemei, GAO Guoqin, LIU Xinjun, et al. Dynamic formulation and simplified model of a novel 3-DOF parallel mechanism with actuation redundancy[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(19): 41-49.
- [8] WU J, WANG J, WANG L, et al. Dynamics and control of a planar 3-DOF parallel manipulator with actuation redundancy[J]. Mechanism & Machine Theory, 2009, 44(4): 835-849.
- [9] WANG L, WU J, WANG J. Dynamic formulation of a planar 3-DOF parallel manipulator with actuation redundancy[J]. Robotics and Computer Integrated Manufacturing, 2010, 26(1): 67-73.
- [10] KALANI H, REZAEI A, AKBARZADEH A. Improved general solution for the dynamic modeling of Gough-Stewart platform based on principle of virtual work[J]. Nonlinear Dynamics, 2016, 83(4): 2393-2418.
- [11] 张建政, 刘伟, 高峰. 6-PSS 并联机器人动力学模型的牛顿-欧拉方法[J]. 机械设计与研究, 2007, 23(3): 54-57.
- ZHANG Jianzheng, LIU Wei, GAO Feng. A Newton-Euler formulation for the inverse dynamics of the 6-PSS parallel mechanism[J]. Machine Design and Research, 2007, 23(3): 54-57.
- [12] 山显雷, 程刚. 考虑关节摩擦的 3SPS+1PS 并联机构显式动力学建模研究[J]. 机械工程学报, 2017, 53(1): 28-35.
- SHAN Xianlei, CHENG Gang. Explicit dynamics modeling of a 3SPS+1PS parallel manipulator with joint friction[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(1): 28-35.
- [13] ZHANG X, ZHANG X, CHEN Z. Dynamic analysis of a 3-RRR parallel mechanism with multiple clearance joints[J]. Mechanism & Machine Theory, 2014, 78(78): 105-115.
- [14] SHAO Z F, TANG X, CHEN X, et al. Research on the inertia matching of the Stewart parallel manipulator[J]. Robotics and Computer Integrated Manufacturing, 2012, 28(6): 649-659.
- [15] LIU Z, TANG X, SHAO Z, et al. Dimensional optimization of the Stewart platform based on inertia decoupling characteristic [J]. Robotica, 2016, 34(5): 1151-1167.
- [16] 王冬, 吴军, 王立平, 等. 3-PRS 并联机器人惯量耦合特性研究[J]. 力学学报, 2016, 48(4): 804-812.
- WANG Dong, WU Jun, WANG Liping, et al. Research on the inertia coupling property of a 3-PRS parallel robot[J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2016, 48(4): 804-812.
- [17] 山显雷, 程刚. 高速运动下并联机器人主动支链的动力学耦合特性[J]. 机器人, 2017, 39(5): 603-607.
- SHAN Xielei, CHENG Gang. Dynamic coupling characteristic of active branches of Parallel Manipulator with high speed motion[J]. Robot, 2017, 39(5): 603-607.
- [18] 山显雷. 多重扰动下 2(3HUS+S)并联仿生髋关节试验机动态性能分析及控制策略研究[D]. 徐州: 中国矿业大学, 2017.
- SHAN Xianlei. Research on dynamic performance and control strategy of a 2(3HUS+S) parallel hip joint simulator with multiple disturbances[D]. Xuzhou: China University of Mining and Technology, 2017.

作者简介: 李研彪, 男, 1978 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为精密加工与机器人技术应用。

E-mail: lybrory@zjut.edu.cn

郑航(通信作者), 男, 1993 年出生, 硕士研究生。主要研究方向为并联机器人理论及技术应用。

E-mail: zhrory@126.com