

DOI: 10.3901/JME.2015.13.218

# 双径向轴承安装三叉杆滑块式万向联轴器机构的运动分析\*

常德功 李松梅

(青岛科技大学机电工程学院 青岛 266061)

**摘要:** 建立三叉杆滑块式万向联轴器机构输出轴采用双径向轴承安装时的系统坐标系,应用空间机构坐标变换技术建立输入轴与输出轴的关系方程,推导出当输入输出轴存在偏转角运动时输出轴的运动方程。通过数值分析法绘制第一个滑块沿三叉杆方向及沿导向槽方向的相对运动关系曲线,并将实体模型导入 ADAMS 中进行运动仿真实验验证。结果表明,安装双径向轴承时联轴器机构具有等角速传动特性,输出轴的运动轨迹为圆柱运动且其旋转半径只与输入、输出轴两轴线的偏转角和导向槽中心线至输入轴中心线的距离有关;在一个旋转周期中滑块对三叉杆的相对位移、相对速度和相对加速度均相似于正弦曲线且沿三叉杆做两倍频于输入轴的往复运动;滑块对导向槽的往复运动与输入轴同频率,其相对位移、相对速度均类似于正弦曲线,但相对加速度曲线明显偏离标准的正弦曲线;运动仿真实例验证了理论分析中建立数学模型和数值分析的正确性。

**关键词:** 三叉杆滑块式万向联轴器; 双径向轴承; 运动分析; 等角速传动

**中图分类号:** TH112; TH132

## Kinematic Analysis of the Trigeminal Sliding Universal Joint Mechanism Installed Twin Radial Bearings

CHANG Degong LI Songmei

(College of Electromechanical Engineering, Qingdao University of Science and Technology, Qingdao 266061)

**Abstract:** Output shaft coordinate system of the trigeminal sliding universal joint mechanism installed twin radial bearings is established, and the relationship equations of input shaft and output shaft are established by using coordinate transformation method, to derive the motion equations of output shaft when the movement of input and output shaft existing deflection angle. The relative motive versus of the first slider along the trigeminal arm and the guide groove are obtained by the numerical analysis. The simulation model is imported into ADAMS to compare with the theoretical analysis. The results show that the mechanism has a characteristic of constant velocity transmission and the output movement trajectory is a cylindrical which its radius angle only relevant with the input deflection angle and the distance between the slot-oriented center line and the input shaft axis. The relative displacement, relative velocity and relative acceleration curves of the first slider along the trigeminal arm are similar to a sine curve and do reciprocating motion for two multiple to the input shaft in a rotation period. The reciprocating of the slider along the guide groove is the same frequency with the input shaft, and the relative displacement, relative velocity curves are similar to a sine curve but the relative acceleration curve deviates significantly from the standard sine curve. The motion simulation shows the correctness of the mathematical model and numerical analysis in theory.

**Key words:** trigeminal sliding universal joint mechanism; twin radial bearings; kinematic analysis; constant velocity transmission

## 0 前言

三叉式万向联轴器机构具有结构简单, 传输能

力强, 承载能力大等优点, 自问世以来, 在汽车工业和轧钢工业等工业领域得到广泛的应用<sup>[1-3]</sup>。尽管三叉式万向联轴器机构具有广泛的工业需求, 但由于国内外广泛进入应用领域的三叉杆滚子式万向联轴器机构多采用单径向轴承和调心轴承安装, 使得该传动机构不能实现真正的等角速传动, 因而达不

\* 国家自然科学基金(50975147)和山东省科技发展计划 (2013GGX10305)资助项目。20150112 收到初稿, 20150525 收到修改稿

到传动平稳的最佳效果<sup>[4-7]</sup>。URBINATI 等<sup>[8]</sup>对准等角速三叉杆滚子式联轴器机构进行了运动学和动力学研究, 利用 Runge-Kutta 积分计算关键点的约束力; HUNT<sup>[9]</sup>通过理论分析证明单径向轴承和调心轴承安装时三叉杆滚子式联轴器机构不是一种真正的等速联轴器; DODGE 等<sup>[10-11]</sup>近似地分析了三叉杆滚子式联轴器机构的偏心旋转运动; 王学锋等<sup>[12-14]</sup>利用数值方法对三叉滑块型联轴器机构在单径向轴承和调心轴承安装时进行了理论分析, 得到其作为一种准等角速万向联轴器; 杨福芹<sup>[15]</sup>对三叉滑块式联轴器机构进行了同步性和非定心性研究; 李利等<sup>[16-17]</sup>对三叉滑块式万向联轴器机构进行了运动精度和转角差值分析。

输出轴采用双径向轴承安装三叉杆滑块式万向联轴器机构对于解决三叉式万向联轴器机构的准等角速问题提供了一个切实可行的解决方案。本文通过建立三叉杆滑块式万向联轴器机构输出轴采用双径向轴承安装时的系统坐标系, 应用空间机构坐标变换技术<sup>[18-19]</sup>建立输入轴与输出轴的数学模型, 推导出当输入输出轴存在偏转角运动时联轴器机构输出轴的运动方程, 并对其进行数值求解和运动仿真验证。这些研究内容对深刻认识三叉杆滑块式联轴器的运动特性具有重要意义, 对工程实践具有指导意义。

## 1 坐标系的建立

三叉杆滑块式万向联轴器机构由输入轴、连接盘、滑块、三叉杆、输出轴等组成<sup>[20]</sup>, 其输入轴上联接一连接盘, 连接盘上间隔  $120^\circ$  开有三组导向槽, 三组导向槽的中心线与输入轴轴线平行; 输出轴上固定三叉杆, 三叉杆位于与输出轴相垂直的平面内, 其轴线间隔亦  $120^\circ$ , 并交汇于输出轴; 滑块上带有关节轴承与三叉杆连接, 如图 1 所示。

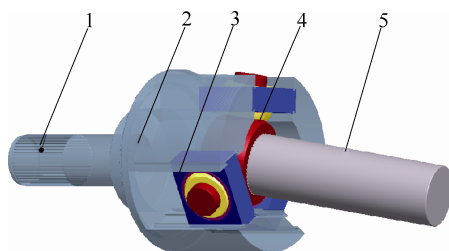


图 1 三叉杆滑块式万向联轴器结构图

1. 输入轴 2. 连接盘 3. 滑块 4. 三叉杆 5. 输出轴

三叉杆滑块式万向联轴器机构输出轴采用双径向轴承安装时的运动示意图, 如图 2 所示。建立双径向轴承安装时系统的坐标系, 如图 3 所示。坐标系  $O_oX_oY_oZ_o$ 、 $O_iX_iY_iZ_i$  和  $O_jX_jY_jZ_j$  为固定坐标系,

$O_kX_kY_kZ_k$  为动坐标系。 $O_oZ_o$  轴与输出轴轴线平行, 且为输出轴做圆柱运动时的转动轴线, 三叉杆初始位置位于  $X_oO_oY_o$  平面上。坐标系  $O_jX_jY_jZ_j$  固定在输入轴连接盘初始位置上, 坐标系  $O_iX_iY_iZ_i$  是坐标系  $O_jX_jY_jZ_j$  绕  $O_jZ_j$  轴旋转一个输入转角  $\varphi_i$  后而得, 点  $O_o$  与点  $O_j$  重合。坐标系  $O_oX_oY_oZ_o$  是坐标系  $O_iX_iY_iZ_i$  绕  $O_iX_i$  轴旋转一个输入输出两轴线夹角  $\gamma$  后再沿  $O_iZ_i$  平移距离  $\rho$  而得。动坐标系  $O_kX_kY_kZ_k$  固定在运动的三叉杆上, 设第一个叉杆  $n_1$  与动坐标系  $O_kX_kY_kZ_k$  中的  $O_kY_k$  轴重合且与固定坐标系  $O_oX_oY_oZ_o$  的  $O_oY_o$  轴形成夹角  $\varphi_o$ ,  $O_o$  点至  $O_kY_k$  轴的距离是  $b$ ,  $O_o$  点至  $O_kX_k$  轴的距离是  $a$ , 三叉杆的轴线分别为  $n_1$ 、 $n_2$ 、 $n_3$ , 三组导向槽中心线分别为  $m_1$ 、 $m_2$ 、 $m_3$ , 三叉杆轴线与三组导向槽中心线的交点 (滑块的中心) 为  $N_1$ 、 $N_2$ 、 $N_3$ , 三个滑块中心至导向槽底部的距离为  $\rho_1$ 、 $\rho_2$ 、 $\rho_3$ , 三个滑块中心至三叉杆中心的距离为  $l_1$ 、 $l_2$ 、 $l_3$ 。

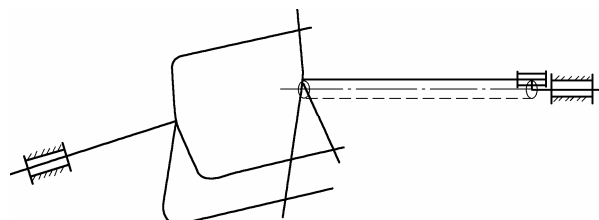


图 2 双径向轴承安装输出轴时系统的运动示意图

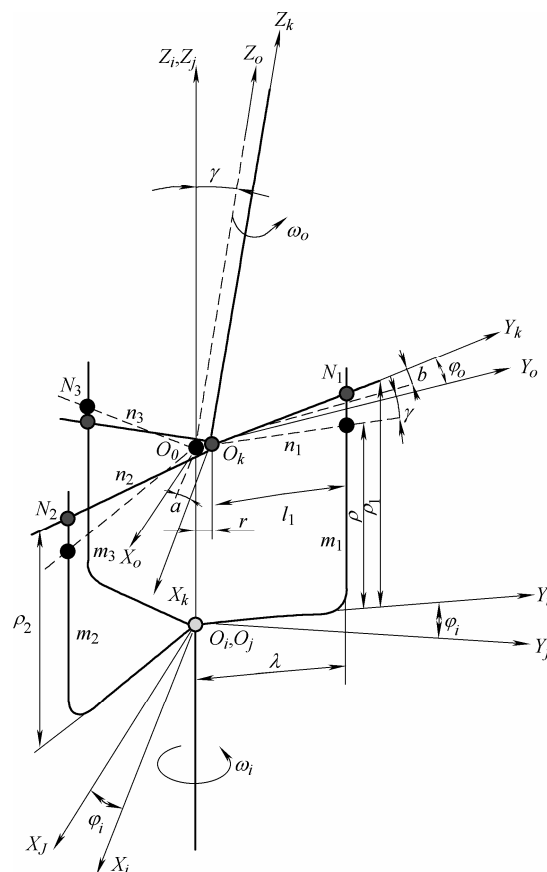


图 3 双径向轴承安装输出轴时系统的运动分析坐标系

## 2 等角速分析

先在动坐标系  $O_k X_k Y_k Z_k$  中写出三叉杆的方程和三组导向槽中心线的方程, 然后转换到坐标系  $O_o X_o Y_o Z_o$  中, 求出三叉杆轴线与相应三组导向槽中心线的交点, 把用输入轴转角  $\varphi_i$  表示的坐标代入用输出轴转角  $\varphi_o$  表示的三叉杆轴线方程, 即可得到输入角  $\varphi_i$  与输出角  $\varphi_o$  的关系(图 4)。

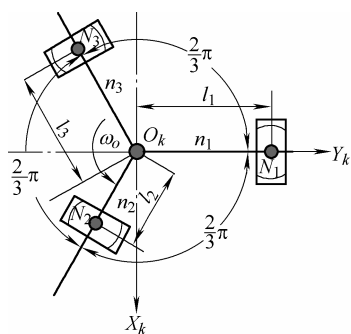


图 4 滑块沿三叉杆方向的相对运动关系

$$n_1: X_k = 0 \quad (1)$$

$$n_2: Y_k = -\frac{\sqrt{3}}{3} X_k \quad (2)$$

$$n_3: Y_k = \frac{\sqrt{3}}{3} X_k \quad (3)$$

坐标系  $O_o X_o Y_o Z_o$  和  $O_k X_k Y_k Z_k$  存在如下关系

$$\mathbf{r}_k = \mathbf{C}_{ko}^{\varphi_o} \mathbf{r}_o - \begin{pmatrix} a \\ b \\ 0 \end{pmatrix} \quad (4)$$

$$\mathbf{C}_{ko}^{\varphi_o} = \begin{pmatrix} \cos \varphi_o & -\sin \varphi_o & 0 \\ \sin \varphi_o & \cos \varphi_o & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

所以

$$\begin{pmatrix} X_k \\ Y_k \\ Z_k \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \varphi_o & -\sin \varphi_o & 0 \\ \sin \varphi_o & \cos \varphi_o & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_o \\ Y_o \\ Z_o \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} a \\ b \\ 0 \end{pmatrix} \quad (5)$$

可得到三叉杆轴线  $n_1$ ,  $n_2$  和  $n_3$  在  $X_o Y_o$  平面中的坐标方程为

$$n_1: X_o \cos \varphi_o - Y_o \sin \varphi_o - a = 0 \quad (6)$$

$$n_2: X_o \left( \sin \varphi_o + \frac{\sqrt{3}}{3} \cos \varphi_o \right) + Y_o \left( \cos \varphi_o - \frac{\sqrt{3}}{3} \sin \varphi_o \right) - \frac{\sqrt{3}}{3} a - b = 0 \quad (7)$$

$$n_3: X_o \left( \sin \varphi_o - \frac{\sqrt{3}}{3} \cos \varphi_o \right) + Y_o \left( \cos \varphi_o + \frac{\sqrt{3}}{3} \sin \varphi_o \right) + \frac{\sqrt{3}}{3} a - b = 0 \quad (8)$$

设导向槽中心线间隔  $2\pi/3$  均匀分布在以输入轴线为中心线, 半径为  $\lambda$  的圆柱面上, 则三组导向槽中心线  $m_1$ ,  $m_2$  和  $m_3$  在坐标系  $O_i X_i Y_i Z_i$  的坐标方程式有下面形式

$$m_1: \begin{cases} X_i = \lambda \sin \varphi_i \\ Y_i = \lambda \cos \varphi_i \\ Z_i = \rho_1 \end{cases} \quad (9)$$

$$m_2: \begin{cases} X_i = \lambda \sin(\varphi_i + 2\pi/3) \\ Y_i = \lambda \cos(\varphi_i + 2\pi/3) \\ Z_i = \rho_2 \end{cases} \quad (10)$$

$$m_3: \begin{cases} X_i = \lambda \sin(\varphi_i + 4\pi/3) \\ Y_i = \lambda \cos(\varphi_i + 4\pi/3) \\ Z_i = \rho_3 \end{cases} \quad (11)$$

三叉杆滑块式万向联轴器机构采用双径向轴承安装时输出轴转角示意图如图 5 所示。从图 3 和图 5 可以看出坐标系  $O_o X_o Y_o Z_o$  对  $O_i X_i Y_i Z_i$  的方向, 可以认为是  $O_o X_o Y_o Z_o$  先绕  $O_o X_o$  转过角度  $\gamma$  后沿  $O_i X_i$  轴平移距离  $\rho$  到达坐标系  $O_i X_i Y_i Z_i$ 。于是坐标系  $O_o X_o Y_o Z_o$ 、 $O_i X_i Y_i Z_i$  和  $O_j X_j Y_j Z_j$  存在如下关系

$$\mathbf{r}_i = \mathbf{C}_{oi}^{\gamma} \mathbf{r}_o - \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \rho \end{pmatrix} = \mathbf{C}_{ij}^{\varphi_i} \mathbf{r}_j \quad (12)$$

$$\mathbf{C}_{oi}^{\gamma} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \gamma & -\sin \gamma \\ 0 & \sin \gamma & \cos \gamma \end{pmatrix}$$

所以

$$\begin{pmatrix} X_i \\ Y_i \\ Z_i \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \gamma & -\sin \gamma \\ 0 & \sin \gamma & \cos \gamma \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_o \\ Y_o \\ Z_o \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \rho \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \varphi_i & \sin \varphi_i & 0 \\ -\sin \varphi_i & \cos \varphi_i & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_j \\ Y_j \\ Z_j \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \lambda \sin \varphi_i \\ \lambda \cos \varphi_i \\ \rho_s \end{pmatrix} \quad (13)$$

利用  $O_o X_o Y_o Z_o$  对  $O_i X_i Y_i Z_i$  的坐标转换关系, 可得三组导向槽中心线在  $O_o X_o Y_o Z_o$  坐标系中的相应方程



式的三叉杆滑块式万向联轴器机构绕  $Z_0$  轴的旋转半径  $r$  只与联轴器输入输出轴两轴线的偏转角  $\gamma$  和导向槽中心线至输入轴中心线之间的距离  $\lambda$  有关。

图 6 显示, 随着导向槽中心线至输入轴中心线之间的距离  $\lambda$  越大旋转半径越大; 随着偏转角  $\gamma$  的增大旋转半径几乎呈线性增大。

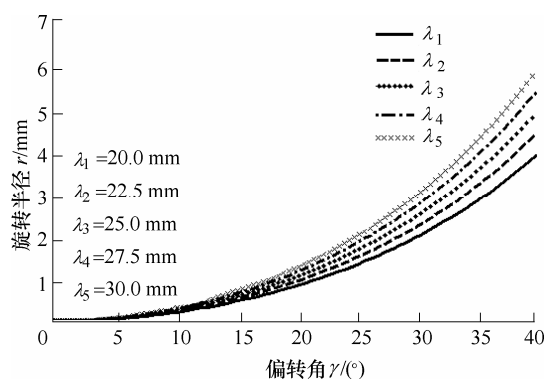


图 6 三叉杆滑块式万向联轴器机构的旋转半径变化曲线

### 3 运动分析

三叉杆滑块式万向联轴器机构的滑块是连接输入轴连接盘和三叉杆输出轴的关键部件, 滑块中心沿三叉杆轴线方向和导向槽中心线方向有相对滑动运动。以第一个叉杆  $n_1$  和第一组导向槽  $m_1$  上的滑块  $N_1$  为例进行分析。从图 4 可以看出滑块中心  $N_1$  在运动过程中距三叉杆中心  $O_k$  的距离为  $l_1$ ,  $l_1$  与  $Y_k^{N_1}$  在数值上相等。将式(17)代入式(5)中  $Y_k$  的表达式, 得到

$$Y_k^{N_1} = \lambda \sin^2 \varphi + \frac{\lambda}{\cos \gamma} \cos^2 \varphi - b \quad (28)$$

将式(26)代入式(28)解得

$$l_1 = \lambda \sin^2 \varphi + \frac{\lambda}{\cos \gamma} \cos^2 \varphi - \frac{\lambda}{2} \left( 1 - \frac{1}{\cos \gamma} \right) \cos 2\varphi = \lambda + \frac{\lambda}{2} \left( 1 - \frac{1}{\cos \gamma} \right) (2 \cos 2\varphi + 1) \quad (29)$$

同理可得

$$l_2 = \lambda + \frac{\lambda}{2} \left( \frac{1}{\cos \gamma} - 1 \right) \left[ 2 \cos \left( 2\varphi + \frac{4\pi}{3} \right) + 1 \right] \quad (30)$$

$$l_3 = \lambda + \frac{\lambda}{2} \left( \frac{1}{\cos \gamma} - 1 \right) \left[ 2 \cos \left( 2\varphi + \frac{2\pi}{3} \right) + 1 \right] \quad (31)$$

所以滑块中心到三叉杆中心的距离  $l_s$  可表示为

$$l_s = \lambda + \frac{\lambda}{2} \left( \frac{1}{\cos \gamma} - 1 \right) \left\{ 2 \cos \left[ 2\varphi + (s-1) \frac{4\pi}{3} \right] + 1 \right\}$$

$$s = 1, 2, 3 \quad (32)$$

从而得到滑块沿三叉杆轴线方向的相对滑动位移  $l'_s$  为

$$l'_s = \frac{\lambda}{2} \left( \frac{1}{\cos \gamma} - 1 \right) \left\{ 2 \cos \left[ 2\varphi + (s-1) \frac{4\pi}{3} \right] + 1 \right\} \quad (33)$$

将滑块沿三叉杆的相对滑动位移对时间求导, 得到滑块沿三叉杆轴线方向的相对滑动速度  $(V_s^n)_{N_s}$  为

$$(V_s^n)_{N_s} = -2\lambda\omega \left( \frac{1}{\cos \gamma} - 1 \right) \sin \left[ 2\varphi + (s-1) \frac{4\pi}{3} \right] \quad (34)$$

将速度对时间进一步求导得到滑块沿三叉杆轴线方向的相对滑动加速度  $(a_s^n)_{N_s}$  为

$$(a_s^n)_{N_s} = -4\lambda\omega^2 \left( \frac{1}{\cos \gamma} - 1 \right) \cos \left[ 2\varphi + (s-1) \frac{4\pi}{3} \right] \quad (35)$$

三叉杆滑块式万向联轴器机构滑块中心沿导向槽中心线方向的相对运动关系如图 7 所示, 从图 7 中可以看出滑块中心  $N_1$  在运动过程中距离导向槽根部的距离为  $\rho_1$ ,  $\rho_1$  与  $Z_k^{N_1}$  在数值上相等, 根据前述坐标变换关系,  $Z_k^{N_1}$  可用欧拉角关系表示为

$$Z_k^{N_1} = \text{rot}(X, \gamma) \text{rot}(Z, \varphi) Z_i + \rho \quad (36)$$

所以

$$\rho_1 = Z_k^{N_1} = l_1 \sin \gamma \cos \varphi + \rho \quad (37)$$

同理可得

$$\rho_2 = l_2 \sin \gamma \cos \left( \varphi + \frac{2\pi}{3} \right) + \rho \quad (38)$$

$$\rho_3 = l_3 \sin \gamma \cos \left( \varphi + \frac{4\pi}{3} \right) + \rho \quad (39)$$

从而得到滑块沿导向槽中心线方向的相对滑动位移  $\rho'_s$  可表示为

$$\rho'_s = \left\{ \lambda + \frac{\lambda}{2} \left( \frac{1}{\cos \gamma} - 1 \right) \left\{ 2 \cos \left[ 2\varphi + (s-1) \frac{4\pi}{3} \right] + 1 \right\} \right\} \times \sin \gamma \cos \left[ \varphi + (s-1) \frac{2\pi}{3} \right] \quad (40)$$

将滑块沿导向槽的相对滑动位移对时间求导, 得到滑块沿导向槽中心线方向的相对滑动速度

$(V_s^m)_{N_s}$  为

$$(V_s^m)_{N_s} = \left\{ -2\lambda\omega \left( \frac{1}{\cos\gamma} - 1 \right) \sin \left[ 2\varphi + (s-1)\frac{4\pi}{3} \right] \right\} \times \sin\gamma \cos \left[ \varphi + (s-1)\frac{2\pi}{3} \right] - \left\{ \lambda\omega + \frac{\lambda\omega}{2} \left( \frac{1}{\cos\gamma} - 1 \right) \left\{ 2\cos \left[ 2\varphi + (s-1)\frac{4\pi}{3} \right] + 1 \right\} \right\} \times \sin\gamma \sin \left[ \varphi + (s-1)\frac{2\pi}{3} \right] \quad (41)$$

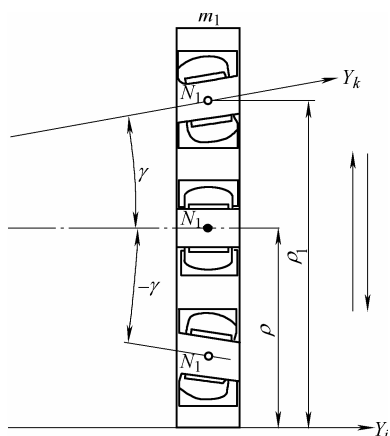


图 7 滑块在导向槽内的相对运动关系

将速度对时间进一步求导得到滑块沿导向槽中心线方向的相对滑动加速度  $(a_s^m)_{N_s}$  为

$$(a_s^m)_{N_s} = -5\lambda\omega^2 \left( \frac{1}{\cos\gamma} - 1 \right) \cos \left[ 2\varphi + (s-1)\frac{4\pi}{3} \right] \times \sin\gamma \cos \left[ \varphi + (s-1)\frac{2\pi}{3} \right] + 4\lambda\omega^2 \left( \frac{1}{\cos\gamma} - 1 \right) \sin \left[ 2\varphi + (s-1)\frac{4\pi}{3} \right] \times \sin\gamma \sin \left[ \varphi + (s-1)\frac{2\pi}{3} \right] - \lambda\omega^2 \sin\gamma \cos \left[ \varphi + (s-1)\frac{2\pi}{3} \right] - \frac{\lambda\omega^2}{2} \left( \frac{1}{\cos\gamma} - 1 \right) \sin\gamma \cos \left[ \varphi + (s-1)\frac{2\pi}{3} \right] \quad (42)$$

$s=1,2,3$

## 4 数值分析

利用数值分析软件 Matlab 绘制第一个滑块沿三叉杆方向和导向槽方向在输入轴转动一个周期内的相对运动关系曲线。联轴器机构常用偏转角大都为  $0 \sim 15^\circ$ ，这里将偏转角  $\gamma$  分别设定为  $\gamma=0^\circ$ 、 $5^\circ$ 、

$10^\circ$ 、 $15^\circ$ 、 $20^\circ$ ，回转半径  $\lambda$  设定为 30 mm，由于系统为等角速传动将角速度设定为 1 rad/s，进行数值分析。

图 8~10 显示了输入轴一个旋转周期中滑块对三叉杆的相对位移、相对速度和相对加速度变化曲线，显然三条曲线均相似于正弦曲线且两倍频于输入轴，曲线振幅随着偏转角的增大而增大。滑块沿三叉杆的相对位移在振动平衡位置均大于零，说明滑块沿三叉杆方向做两倍频于输入轴的往复运动。

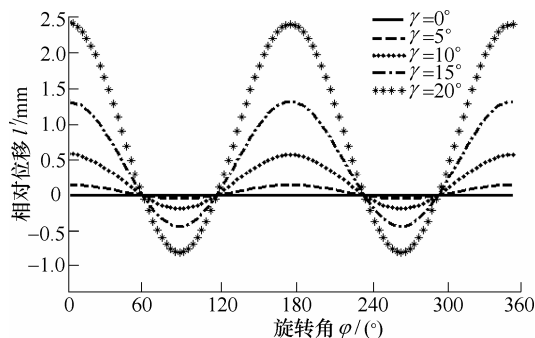


图 8 滑块沿三叉杆方向的相对位移曲线

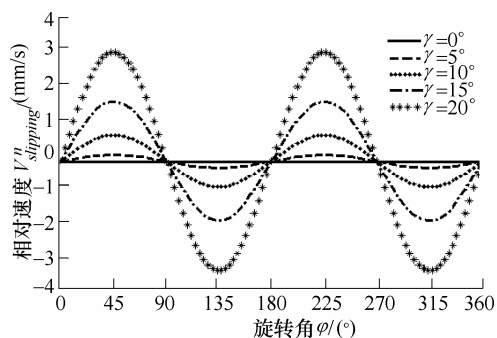


图 9 滑块沿三叉杆方向的相对速度曲线

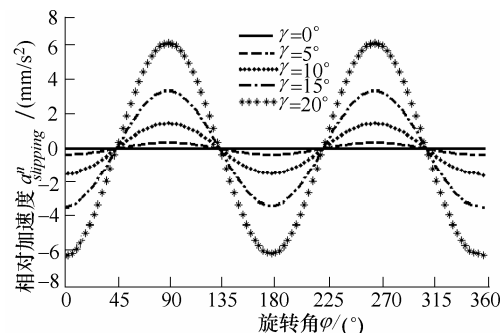


图 10 滑块沿三叉杆方向的相对加速度曲线

图 11~13 显示了输入轴一个旋转周期中滑块对导向槽的相对运动的基本特性，从图 11~13 中可以看出，滑块对导向槽的相对运动与输入轴具有相同的频率。滑块对导向槽的相对位移、相对速度均类似于正弦曲线，但相对加速度曲线明显偏离标准的正弦曲线，其曲线的振幅均随着偏转角的增大而增大。由式(40)可知，滑块对导向槽的相对位移是一个复杂的多项式，构成该多项式的各项参数对波

形的影响具有不同的权重,因此随求导次数的增加波形逐渐偏离正弦曲线。但从图 10 和图 13 中可以看出滑块沿三叉杆方向和导向槽方向均有一定的加速度,从而产生惯性力,这是联轴器在传递过程中出现振动的原因所在。

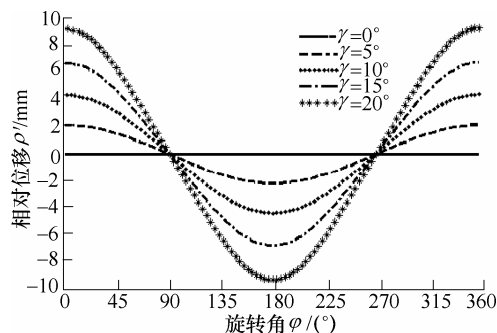


图 11 滑块沿导向槽方向的相对位移曲线

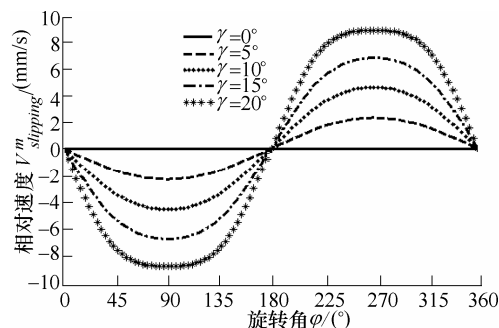


图 12 滑块沿导向槽方向的相对速度曲线

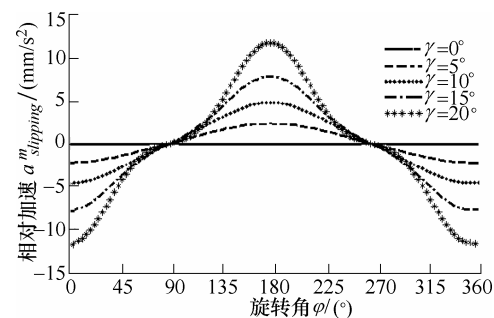


图 13 滑块沿导向槽方向的相对加速度曲线

## 5 仿真验证实例

将系统模型导入运动学分析软件 ADAMS 中,取  $\lambda = 30 \text{ mm}$ ,  $\gamma = 10^\circ$ , 设定三叉杆滑块式万向联轴器机构输入轴转速, 得到三叉杆中心的运动轨迹是一个半径约为  $0.46 \text{ mm}$  的圆形, 如图 14 所示。

图 15 和图 16 曲线的震荡趋势和数值分析的结果一致, 表明理论分析中建立数学模型和数值分析的结果是正确的, 同时也表明 ADAMS 中建立的仿真模型的正确性。

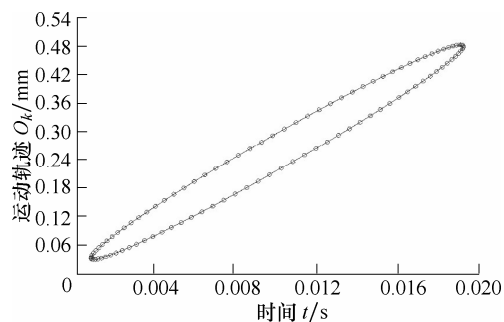


图 14 三叉杆中心的运动轨迹

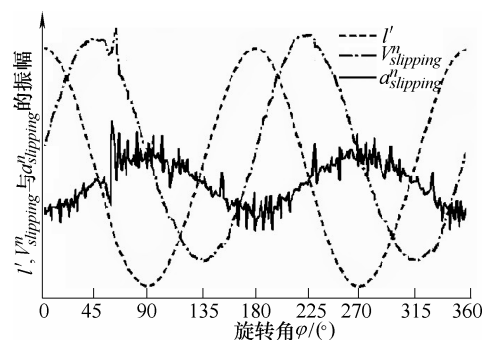


图 15 ADAMS 中滑块沿三叉杆方向的运动关系

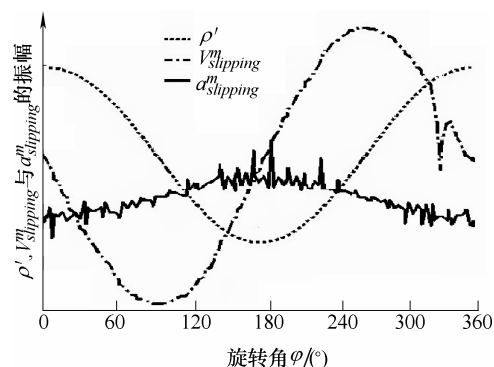


图 16 ADAMS 中滑块沿导向槽方向的运动关系

## 6 结论

(1) 本文采用空间机构坐标变换技术对三叉杆滑块式万向联轴器机构在采用双径向轴承安装时的运动特性进行分析。结果表明, 这种安装方式下联轴器机构具有等角速传动特性, 三叉杆滑块式万向联轴器机构输出轴绕  $Z_0$  轴做半径为  $r$  的圆柱运动, 且旋转半径只与联轴器输入输出轴两轴线偏转角的  $\gamma$  和导向槽中心线至输入轴中心线之间的距离  $\lambda$  有关; 距离  $\lambda$  越大, 旋转半径  $r$  越大; 旋转半径  $r$  与偏转角  $\gamma$  成正比例关系。

(2) 在输入轴一个旋转周期内滑块对三叉杆的相对位移、相对速度和相对加速度变化曲线均相似于正弦曲线且两倍频于输入轴, 曲线的振幅随着偏转角的增大而增大。表明滑块沿三叉杆方向做两倍

频于输入轴的往复运动。

(3) 在输入轴一个旋转周期内滑块对导向槽的相对运动具有与输入轴相同的频率。滑块对导向槽的相对位移、相对速度均类似于正弦曲线, 但相对加速度曲线明显偏离标准的正弦曲线, 其曲线的振幅均随着偏转角的增大而增大。表明滑块在导向槽内做同频于输入轴的往复运动。本文的研究结果对设计和应用三叉杆滑块式万向联轴器机构具有重要的指导意义和参考价值。

### 参 考 文 献

- [1] SA J S, KANG T W, KIM C M. Experimental study of the characteristics of idle vibrations that result from axial forces and the spider positions of constant velocity joints[J]. *International Journal of Automotive Technology*, 2010, 11(3): 355-361.
- [2] CAI Q C, LEE K H, SONG W L, et al. Simplified dynamics model for axial force in tripod constant velocity joint[J]. *International Journal of Automotive Technology*, 2012, 13(5): 751-757.
- [3] 常德功, 庞峰, 邹玉静. 三叉杆滑块式万向联轴器的动力学分析[J]. *机械科学与技术*, 2004, 23(3): 284-285. CHANG Degong, PANG Feng, ZOU Yujing. Dynamics analysis of the tripod sliding universal coupling[J]. *Mechanical Science and Technology*, 2004, 23(3): 284-285.
- [4] LIM Y H, LEE W H. Multibody dynamics analysis of the driveshaft coupling of the ball and tripod types of constant velocity joints[J]. *Multibody Syst. Dyn.*, 2009, 22: 145-162.
- [5] MARIOT J P, KNEVEZ J Y, BARBEDETTE B. Tripod and ball joint automotive transmission kinetostatic model including friction[J]. *Multi-body System Dynamics*, 2004, 11: 127-145.
- [6] 常德功, 张启先. 三叉杆式万向联轴器采用调心轴承时的运动分析[J]. *北京航空航天大学学报*, 1993(4): 91-97. CHANG Degong, ZHANG Qixian. Kinematic analysis of the tripod universal joint with a self-aligning bearing[J]. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*, 1993(4): 91-97.
- [7] 常德功, 张启先. 三叉杆滚子式万向联轴器传动中的效率分析[J]. *机械工程学报*, 1993, 29(6): 52-57. CHANG Degong, ZHANG Qixian. Analysis of transmission efficiency for the tripod universal joint with spherical rollers[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 1993, 29(6): 52-57.
- [8] URBINATI F, PENNASTRI E. Kinematic and dynamic analyses of the tripod joint[J]. *Multibody System Dynamics*, 1998, 2: 355-361.
- [9] HUNT K H. Constant-velocity shaft-coupling: A general theory[J]. *ASME Journal of Engineering for Industry*, 1973, 95: 455-464.
- [10] WATANABE K. Analyses of kinematic characteristics of tripod constant velocity joint[J]. *JSME*, 2000, 66(650): 3433-3440.
- [11] WATANABE K, KAWAKASTU T, NAKAO S. Kinematic and static analyses of tripod constant velocity joints of the spherical end spider type[J]. *ASME Journal of Mechanical Design*, 2005, 127(6): 1137-1144.
- [12] 王学锋, 常德功, 王江忠. 滑移型三叉式联轴器运动学建模[J]. *农业机械学报*, 2009, 40(9): 7-11. WANG Xuefeng, CHANG Degong, WANG Jiangzhong. Kinematic model of tripod sliding universal joints[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2009, 40(9): 7-11.
- [13] 王学锋, 常德功. 滑移型三叉式联轴器抗磨损结构及数学建模[J]. *中国机械工程*, 2009, 20(5): 538-541. WANG Xuefeng, CHANG Degong. Anti-wear structure of tripod sliding universal joints and its mathematics modeling[J]. *China Mechanical Engineering*, 2009, 20(5): 538-541.
- [14] WANG Xuefeng, CHANG Degong. Kinematic and dynamic analyses of tripod sliding universal joints[J]. *Journal of Mechanical Design*, *Transactions of the ASME*, 2009, 131(6): 061011.
- [15] 杨福芹. 三叉杆滑块式等角速万向联轴器的理论研究[D]. 上海: 上海大学, 2010. YANG Fuqin. Theory research of tripod constant velocity joints[D]. Shanghai: Shanghai University, 2010.
- [16] 庞峰, 常德功, 邹玉静. 三叉杆滑块式万向联轴器的运动精度分析[J]. *机械*, 2003, 30(1): 22-26. PANG Feng, CHANG Degong, ZOU Yujing. Analysis of movement precision for the tripod sliding universal joint[J]. *Machinery*, 2003, 30(1): 22-26.
- [17] 李利, 常德功. 三叉杆式万向联轴器的转角差值分析[J]. *青岛化工学院学报*, 2001, 22(1): 74-78. LI Li, CHANG Degong. The input-output angle variation analysis of tripod universal joint[J]. *Journal of Qingdao University of Science and Technology*, 2001, 22(1): 74-78.
- [18] 张启先. 空间机构的分析与综合[M]. 1 版. 北京: 机械



工业出版社, 1984.

ZHANG Qixian. Analysis and synthesis of space agencies[M]. 1st ed. Beijing: China Machine Press, 1984.

- [19] 刘善增, 余跃庆, 吕国宁, 等. 3 自由度并联机器人的运动学和动力学分析[J]. 机械工程学报, 2009, 45(8): 11-17.

LIU Shanzeng, YU Yueqing, LI Guoning, et al. Kinematic and dynamic analysis of a three-degree-of-freedom parallel manipulator[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(8): 11-17.

- [20] 常德功, 张启先, 尹清珍, 等. 三叉杆滑块式等角速万

向联轴器: 中国, ZL95110307[P]. 1997-07-24.

CHANG Degong, ZHANG Qixian, YIN Qingzhen, et al. The tripod sliding constant universal joint: China, ZL95110307[P]. 1997-07-24.

作者简介: 常德功, 男, 1950 年生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为机器人机构学、机械设计、机械传动。

E-mail: hyg867@163.com

李松梅, 女, 1986 年生, 博士研究生。主要研究方向为机器人机构学、机械设计、机械传动。

E-mail: lisongmei1126@163.com



(上接第 217 页)

International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, 2009: 1336 - 1341.

- [7] THOMAS G, JOHNSON L, DOW S, et al. The design and testing of a force feedback dental simulator[J]. Comput Methods Programs Biomed, 2001, 64(1): 53-64.
- [8] FORSSLUND J, SALLNAS E, PALMERIUS K. A user-centered designed FOSS implementation of bone surgery simulations[C]// Proceedings of World Haptics Conference, 2009: 391-392.
- [9] TSE B, HARWIN W, BARROW A, et al. Design and development of a haptic dental training system - hapTEL[C]// International Conference on Haptics-generating & Perceiving Tangible Sensations: Part II, 2010: 101-108.
- [10] WANG Dangxiao, ZHANG Yuru, HOU Jianxia, et al. iDental: A haptic-based dental simulator and its preliminary user evaluation[J]. Haptics IEEE Transactions on, 2012, 5(4): 332-343.
- [11] Novint Technologies Inc. Novint[EB/OL]. [2014-12-12]. <http://home.novint.com>.
- [12] MooG Inc. Dental trainer by MOOG[EB/OL]. [2014-12-12]. <http://www.moog.com>.

- [13] MASSIE T H. The PHANTOM haptic interface: A device for probing virtual objects[C]// Proceedings of the ASME Winter Annual Meeting Symposium on Haptic Interfaces for Virtual Environment & Teleoperator Systems, 1994: 295-301.

- [14] LIU Guanyang, ZHANG Yuru, TOWNSEND W T. Force modeling for tooth preparation in a dental training system[J]. Virtual Reality, 2008, 12(3): 125-136.

- [15] 曹采方. 临床牙周病学[D]. 北京: 北京大学医学出版社, 2006.

CAO Caifang. Clinical periodontology[M]. Beijing: Peking University Medical Press, 2006.

- [16] 陈中元. 集成电机伺服驱动的力觉交互设备控制器设计[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2012.

CHEN Zhongyuan, Integrated motor servo drive force sensing interactive equipment controller design[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2012.

作者简介(通信作者): 张玉茹, 女, 1959 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为触力觉人机交互。

E-mail: yuru@buaa.edu.cn