

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2022.12.018

旋转多臂提综机构运动精度综合分析*

张 港,赵世海*,袁汝旺

(天津工业大学 天津市现代机电装备技术重点实验室,天津 300387)

摘要:为了提高旋转多臂提综机构的运动精度及其工作的稳定性,建立了考虑尺寸误差和运动副间隙的旋转多臂提综机构各部分的运动精度误差模型,并对其进行了仿真分析。首先,基于机构工作原理,结合连续接触模型,建立了考虑尺寸误差和运动副间隙的共轭凸轮变速机构和平面四杆机构,及其串联而成的旋转多臂提综机构的运动精度误差模型;然后,运用 MATLAB 对机构进行了数值计算和运动仿真,并分析了共轭凸轮变速机构和平面四杆机构对旋转多臂提综机构运动精度的影响;最后,采用减小运动副间隙值的方法,提高了旋转多臂提综机构的输出精度。研究表明:运动偏差在角速度和角加速度极值附近达到最大;共轭凸轮变速机构对提综机构输出精度的影响大于平面四杆机构,且两机构的运动误差对输出精度影响具有一定累积作用;将运动副间隙减小 0.02mm 后,提综臂角位移、角速度和角加速度最大偏差分别减小 10.26%、15.54%、27.75%;该研究结果可为后续对旋转多臂提综机构的运动精度分析提供理论参考。

关键词:旋转多臂提综机构;连续接触模型;机构输出误差;运动副间隙;共轭凸轮变速机构;平面四杆机构;提综臂运动精度

中图分类号:TH115;TS103

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2022)12-1769-07

Comprehensive analysis of kinematic accuracy of rotary dobbie heald lifting mechanism

ZHANG Gang, ZHAO Shi-hai, YUAN Ru-wang

(Tianjin Key Laboratory of Advanced Mechatronics Equipment Technology,
Tiangong University, Tianjin 300387, China)

Abstract: Aiming at the problems that the kinematic accuracy and working stability of the rotary dobbie heald lifting mechanism need to be improved, the kinematic accuracy of the mechanism was modeled and simulated. Firstly, based on the working principle of the mechanism and combined with the continuous contact model, the motion accuracy error model of the rotary dobbie heald lifting mechanism with dimensional error and kinematic pair clearance was established, which was made by conjugate cam transmission mechanism and plane four-bar mechanism in series. Then, numerical calculation and motion simulation were carried out by MATLAB, and the influence of conjugate cam transmission mechanism and plane four-bar mechanism on the motion accuracy of rotary dobbie heald lifting mechanism was analyzed. Finally, the output accuracy of the rotary dobbie heald lifting mechanism was improved by reducing the clearance value. The research results show that the motion deviation reaches the maximum near the extreme values of angular velocity and angular acceleration. The conjugate cam transmission mechanism has a greater impact on the output accuracy of the heald lifting mechanism than the plane four-bar mechanism, and the motion errors of the two mechanisms have a cumulative effect on the output accuracy. After the clearance of the kinematic pair is reduced by 0.02 mm, the maximum deviations of angular displacement, angular velocity and angular acceleration of the heald lifting arm are reduced by 10.26%, 15.54% and 27.75% respectively. The research results can provide a theoretical reference for the motion accuracy analysis of the rotary dobbie heald lifting mechanism.

Key words: rotary dobbie heald lifting mechanism; continuous contact model; mechanism output error; clearance of kinematic pair; conjugate cam speed change mechanism; planar four-bar mechanism; motion accuracy of heald lifting arm

收稿日期:2022-05-21

基金项目:中国纺织工业联合会应用基础研究项目(J202003);天津市自然科学基金资助项目(18JCYBJC20200)

作者简介:张港(1997-),男,山东滨州人,硕士研究生,主要从事新型纺织机械设计方面的研究。E-mail:995494900@qq.com

通信联系人:赵世海,男,博士,副教授。E-mail:tjshzhao@163.com

0 引 言

旋转式多臂机是目前最为先进的开口装置之一,具有转速高、结构紧凑和易于控制等优点^[1,2],广泛用于喷气、喷水和剑杆等无梭织机。

提综机构是旋转多臂机的核心部分,其作用是将织机主轴的匀速转动转换为提综臂的间歇往复运动^[3,4],以配合完成引纬过程,并满足开口工艺需求。由于传动路径长,提综机构产生的误差积累会使输出精度降低,影响织物质量和织机效率,因此,对旋转多臂提综机构运动精度研究具有重要意义。

机构输出误差的主要来源包括加工制造误差、运动副间隙以及构件磨损变形等^[5,6]。为满足机构高速化、高精度和高稳定性等工作要求,国内外学者对机构运动精度进行了研究。

张雷等人^[7]基于非连续接触模型和等效杆长理论,建立了空间连杆引纬机构的运动精度模型,研究了尺寸误差和间隙因素对引纬机构剑头输出精度的影响。唐雪梅等人^[8]在考虑多种误差的情况下,建立了摆动凸轮摆角的误差模型和计算方法,研究了不同误差因素对打纬机构运动精度的影响。王汝贵等人^[9]建立了包括杆长误差、运动副间隙和输入误差在内的机器人腕关节位姿误差数学模型,研究了不同误差因素对机构可靠性的影响,以及同一误差因素对机构不同方向可靠性的影响,提出了通过改变杆长尺寸提高机构可靠性的方法,并对该方法进行了验证。邹文韬等人^[10]在假定间隙和尺寸误差随机变化的,且服从正态分布的基础上,利用封闭矢量法,建立了平面六杆机构的运动精度误差模型,并对该机构可靠性进行了分析。SUN D Y 等人^[11]提出了一种基于区间分析和概率论的机构运动精度分析通用方法,并通过实例说明了该方法的可靠性和准确性。顾井峰等人^[12]在考虑尺寸偏差、间隙等误差因素下,建立了空间四连杆机构的运动可靠性模型,对机构运动输出精度进行了研究。袁英才等人^[13]基于连续接触模型,建立了刀式折页机构的动力学模型,研究了间隙大小和不同转速,对机构输出精度和稳定性的影响。SHI C C 等人^[14]通过引入位姿的概念,建立了机构的准静态分析模型,并将其应用于液体静压导轨,研究了相对差异对静压导轨运动精度的影响。

综上所述,目前学者们已经对多种机构的运动精度进行了研究,但很少有研究人员对旋转多臂提综机构的运动精度问题进行系统研究。

笔者以旋转多臂提综机构为研究对象,在考虑尺寸误差和运动副间隙情况下,基于机构工作原理,结合连续接触模型,建立更符合实际工况的旋转多臂提综机构运动精度误差模型,分析共轭凸轮变速机构和平面四杆机构对提综臂运动精度的影响,并通过减小间隙来提高机构的输出精度,为旋转多臂提综机构运动精度分析和结构优化提供参考。

1 旋转多臂提综机构工作原理

旋转多臂提综机构由共轭凸轮变速机构和平面四杆机构两部分组成。为实现提综臂具有间歇往复运动的工艺需求,旋转多臂提综机构要先通过共轭凸轮变速机构,将外部电机输入到织机主轴的匀速圆周运动转换为偏心连杆的变速回转运动,再通过平面四杆机构转换为提综臂的间歇往复摆动运动。

其工作原理如图 1 所示。

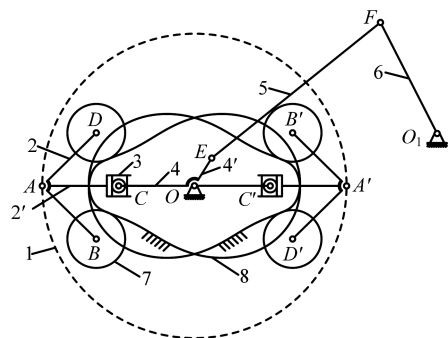


图 1 旋转多臂提综机构工作原理
1—转盘;2-2'—摆杆;3—滑块;4-4'—偏心连杆;5—
环形连杆;6—提综臂;7—滚子;8—共轭凸轮

图 1 中,外部电机经齿轮降速带动转盘 1 绕 O 点匀速转动,摆杆 2-2' 与转盘铰接于 A 点,随转盘匀速转动,共轭凸轮 8 固定于转盘中心 O 点静止不动,通过滚子 7 驱动摆杆绕 A 点做往复摆动,摆杆为积极式运动,其运动是匀速转动与往复摆动的合成运动,摆杆经滑块 3 驱动偏心连杆 4-4' 做变速回转运动,再通过由偏心连杆 4-4'、环形连杆 5 和提综臂 6 组成的平面四杆机构实现提综臂的间歇往复运动。为提高机构运行稳定性,在转盘上对称安装一对摆杆。

2 连续接触模型

当机构高速运行时,由于间隙存在,转动副中销轴在轴套内运动会产生较大离心力,所以销轴与轴套主要处于连续接触状态。

转动副中连续接触模型^[15]示意图如图 2 所示。

图 2 中,销轴中心始终在误差圆上运动且服从随

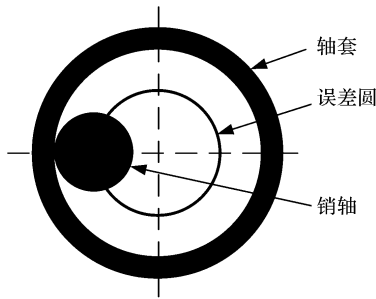


图 2 连续接触模型示意图

机分布,误差圆半径即为运动副间隙值,其大小等于轴套半径与销轴半径之差。

笔者将间隙等效到对应的杆长尺寸上,等效接触模型^[16]示意图如图 3 所示。

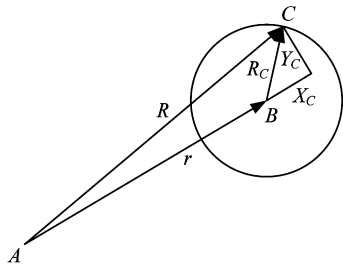


图 3 等效接触模型示意图

图 3 中, B 为轴套中心, C 为销轴中心,根据几何关系得:

$$\begin{cases} X_C^2 + Y_C^2 = R_C^2 \\ R = \sqrt{(r + X_C)^2 + Y_C^2} \end{cases} \quad (1)$$

式中: X_C, Y_C —销轴中心局域坐标; R_C —运动副间隙值, mm; R —等效杆长, mm; r —理论杆长, mm。

其中: X_C 与 AB 方向相同, Y_C 与 AB 方向垂直。

假设销轴中心 C 在误差圆上运动服从正态分布,由正态分布对称性得 X_C, Y_C 均值为:

$$E(X_C) = E(Y_C) = 0 \quad (2)$$

式(1)可用均值表示为:

$$E(X_C^2) + E(Y_C^2) = E(R_C^2) \quad (3)$$

由方差定义,得:

$$\begin{cases} \sigma_{X_C}^2 = E(X_C^2) - E^2(X_C) \\ \sigma_{Y_C}^2 = E(Y_C^2) - E^2(Y_C) \\ \sigma_{R_C}^2 = E(R_C^2) - E^2(R_C) \end{cases} \quad (4)$$

X_C, Y_C 具有相同随机特性,由式(3,4)可得 X_C, Y_C 的方差为:

$$\begin{cases} \sigma_{X_C}^2 = [\sigma_{R_C}^2 + E^2(R_C)]/2 \\ \sigma_{Y_C}^2 = [\sigma_{R_C}^2 + E^2(R_C)]/2 \end{cases} \quad (5)$$

由式(5)可知,已知运动副间隙 R_C 的随机特征,可求出 X_C, Y_C 的随机特征。

3 旋转多臂提综机构运动精度建模

3.1 共轭凸轮变速机构运动精度模型

3.1.1 考虑尺寸误差的模型

凸轮廓线数据为实际测得,当转盘以 ω 匀速转动时(逆时针转动方向为正),共轭凸轮变速机构运动关系如图 4 所示。

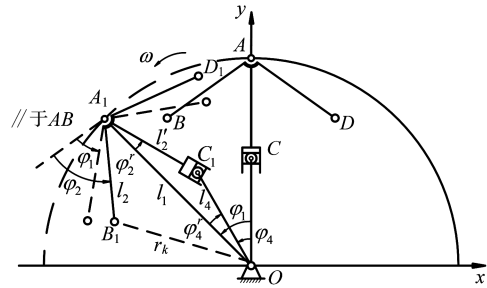


图 4 共轭凸轮变速机构运动关系

由图 4 可得,摆杆相对角位移为:

$$\varphi_2^r = \arccos \frac{l_1^2 + l_2^2 - r_k^2}{2l_1l_2} - \arccos \frac{l_1^2 + l_2^2 - r_0^2}{2l_1l_2} \quad (6)$$

式中: l_1 —凸轮与摆杆中心距, mm; l_2 —摆杆长度, mm; r_k —凸轮理论廓线向径, mm; r_0 —凸轮理论廓线基圆半径, mm。

摆杆角位移为:

$$\varphi_2 = \varphi_2^r + \varphi_1 \quad (7)$$

式中: φ_1 —转盘转角, rad。

由 $\triangle OA_1C_1$ 可得可变连杆 A_1C_1 长度为:

$$l'_2 = \frac{2l_1 \cos \varphi_2^r - \sqrt{(2l_1 \cos \varphi_2^r)^2 - 4(l_1^2 - l_4^2)}}{2} \quad (8)$$

偏心连杆相对角位移为:

$$\varphi_4^r = \arcsin(l'_2 \sin \varphi_2^r / l_4) \quad (9)$$

偏心连杆角位移为:

$$\varphi_4 = \varphi_4^r + \varphi_1 \quad (10)$$

其中: φ_1, φ_4 方向为正, φ_{r4} 方向为负。

考虑尺寸误差时,摆杆角位移误差为:

$$\Delta \varphi_{21} = \Delta \varphi_{21}^r = \arccos \frac{(l_1 + \Delta l_1)^2 + (l_2 + \Delta l_2)^2 - (r_k + \Delta r_k + \Delta R)^2}{2(l_1 + \Delta l_1)(l_2 + \Delta l_2)} - \arccos \frac{(l_1 + \Delta l_1)^2 + (l_2 + \Delta l_2)^2 - (r_0 + \Delta r_k + \Delta R)^2}{2(l_1 + \Delta l_1)(l_2 + \Delta l_2)} - \varphi_2^r \quad (11)$$

式中: Δl_1 —凸轮与摆杆中心距误差, mm; Δl_2 —摆杆长度误差, mm; Δr_k —凸轮理论廓线表面误差, mm; ΔR —滚子半径误差, mm。

考虑尺寸误差时,偏心连杆角位移误差为:

$$\Delta \varphi_{41} = \Delta \varphi_{41}^r = \arcsin[(l'_2 + \Delta l'_2) \sin(\varphi_2^r + \Delta \varphi_{21}^r) / (l_4 + \Delta l_4)] - \varphi_4^r \quad (12)$$

式中： $\Delta l'_2$ —连杆 A_1C_1 长度误差，mm； Δl_4 —偏心连杆长度误差，mm。

3.1.2 考虑运动副间隙的模型

受运动副间隙影响，由等效接触模型可得各杆等效长度为：

$$l_i^* = \sqrt{(l_i + X_c)^2 + Y_c^2} \quad (i = 1, 2, 2', 4) \quad (13)$$

考虑运动副间隙时，摆杆角位移误差为：

$$\Delta\varphi_{22} = \Delta\varphi_{22}^r = \arccos \frac{l_1^{*2} + l_2^{*2} - r_k^2}{2l_1^* l_2^*} - \arccos \frac{l_1^{*2} + l_2^{*2} - r_0^2}{2l_1^* l_2^*} - \varphi_2^r \quad (14)$$

考虑运动副间隙时，偏心连杆角位移误差为：

$$\Delta\varphi_{42} = \Delta\varphi_{42}^r = \arcsin [l'_2 \sin(\varphi_2^r + \Delta\varphi_{22}^r) / l_4^*] - \varphi_4^r \quad (15)$$

3.2 平面四杆机构运动精度模型

3.2.1 考虑尺寸误差的模型

平面四杆机构运动关系如图 5 所示。

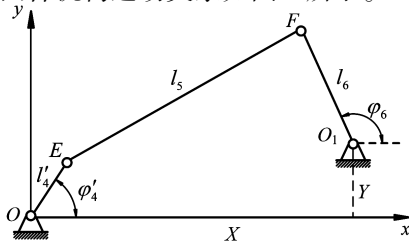


图 5 平面四杆机构运动关系

由图 5 可得，偏心连杆 OE 做变速回转运动时，提综臂 O_1F 角位移为：

$$\varphi_6 = 2\arctan \frac{F + \sqrt{E^2 + F^2 - G^2}}{E - G} \quad (16)$$

其中：

$$\begin{cases} E = Y - l'_4 \cos\varphi'_4 \\ F = X - l'_4 \sin\varphi'_4 \\ G = (X^2 + Y^2 + l'^2_4 + l^2_6 - l^2_5 - 2Yl'_4 \cos\varphi'_4 - 2Xl'_4 \sin\varphi'_4) / (2l_6) \end{cases} \quad (17)$$

式中： X, Y — O_1 的坐标； l'_4, l_5, l_6 —对应各杆长度，mm。

考虑尺寸误差时，提综臂角位移误差为：

$$\Delta\varphi_{61} = 2\arctan \frac{F_1 + \sqrt{E_1^2 + F_1^2 - G_1^2}}{E_1 - G_1} - \varphi_6 \quad (18)$$

其中：

$$\begin{cases} E_1 = (Y + \Delta Y) - (l'_4 + \Delta l'_4) \cos\varphi'_4 \\ F_1 = (X + \Delta X) - (l'_4 + \Delta l'_4) \sin\varphi'_4 \\ G_1 = [(X + \Delta X)^2 + (Y + \Delta Y)^2 + (l'_4 + \Delta l'_4)^2 + (l_6 + \Delta l_6)^2 - (l_5 + \Delta l_5)^2 - 2(Y + \Delta Y)(l'_4 + \Delta l'_4) \cos\varphi'_4 - 2(X + \Delta X)(l'_4 + \Delta l'_4) \sin\varphi'_4] / [2(l_6 + \Delta l_6)] \end{cases} \quad (19)$$

式中： $\Delta X, \Delta Y$ — O_1 的坐标误差，mm； $\Delta l'_4, \Delta l_5, \Delta l_6$ —对应各杆长度误差，mm。

3.2.2 考虑运动副间隙的模型

考虑运动副间隙误差时平面四杆机构各杆等效长度为：

$$l_i^* = \sqrt{(l_i + X_c)^2 + Y_c^2} \quad (i = 4', 5, 6) \quad (20)$$

考虑运动副间隙误差时，提综臂角位移误差为：

$$\Delta\varphi_{62} = 2\arctan \frac{F_2 + \sqrt{E_2^2 + F_2^2 - G_2^2}}{E_2 - G_2} - \varphi_6 \quad (21)$$

其中：

$$\begin{cases} E_2 = Y - l'^*_4 \cos\varphi'_4 \\ F_2 = X - l'^*_4 \sin\varphi'_4 \\ G_2 = (X^2 + Y^2 + l'^{*2}_4 + l^{*2}_6 - l^{*2}_5 - 2Yl'^*_4 \cos\varphi'_4 - 2Xl'^*_4 \sin\varphi'_4) / (2l^{*2}_6) \end{cases} \quad (22)$$

4 仿真与结果分析

此处的织机转速为 300 r/min，假设各运动副间隙处的销轴中心局域坐标 X_c, Y_c 服从正态分布，且 $X_c \sim N(0, 0.05 \text{ mm})$ 、 $Y_c \sim N(0, 0.05 \text{ mm})$ 。

笔者对旋转多臂提综机构进行运动精度分析，并运用 MATLAB 对其进行数值计算和运动仿真。

机构各构件尺寸参数如表 1 所示。

表 1 机构尺寸参数

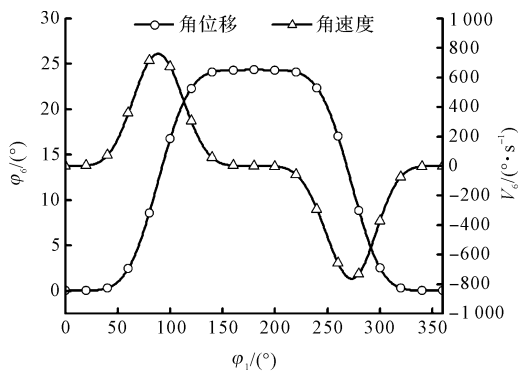
参数名称	均值/mm	尺寸均方误差/mm
l_1	116.000	0.03
l_2	57.717	0.02
l'_2	-	0.02
l_4	60.000	0.02
l'_4	20.000	0.01
l_5	165.000	0.04
l_6	95.000	0.03
X	185.100	0.04
Y	39.850	0.02
r_k	-	0.01
R	31.000	0.01

转盘匀速转动通过共轭凸轮变速机构和平面四杆机构，被转化成提综臂间歇往复运动。理想状态下的提综臂运动特性曲线如图 6 所示。

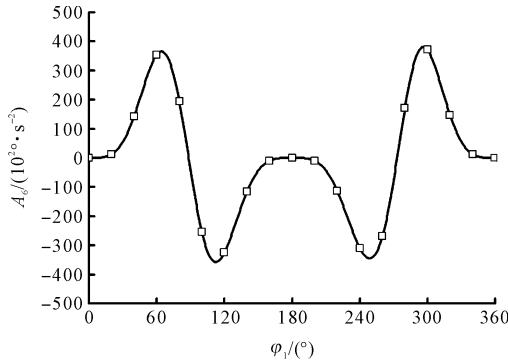
由图 6 可知：提综臂角位移能够实现间歇往复运动，满足开口工艺需求；角速度在 90° 和 270° 附近达到极值，角加速度在 $60^\circ, 120^\circ, 240^\circ$ 和 300° 附近达到值。

在考虑尺寸误差和间隙综合作用时，笔者通过数值计算可得出提综臂的实际运动特性。

笔者分别考虑共轭凸轮变速机构误差和平面四杆机构误差，以及两者同时作用时，提综臂实际运动与理



(a) 理想状态下提综臂角位移、角速度运动特性曲线

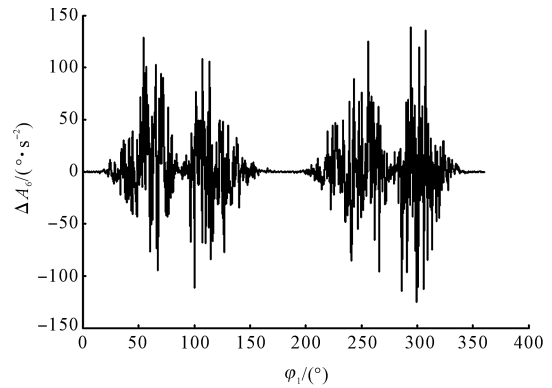


(b) 理想状态下提综臂角加速度运动特性曲线

图 6 理想状态下提综臂运动特性曲线

想状态运动偏差曲线。

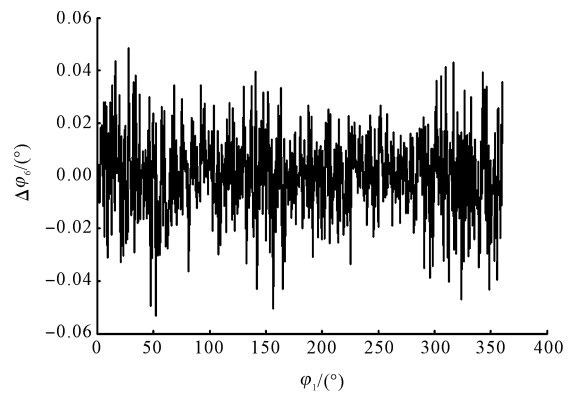
其中,考虑共轭凸轮变速机构误差时提综臂运动偏差曲线,如图 7 所示。



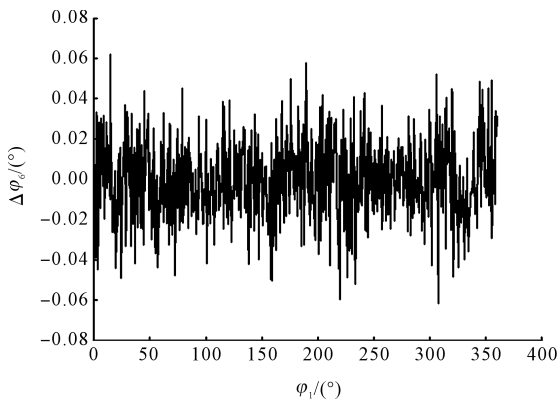
(c) 角加速度偏差

图 7 考虑共轭凸轮变速机构误差时提综臂运动偏差曲线

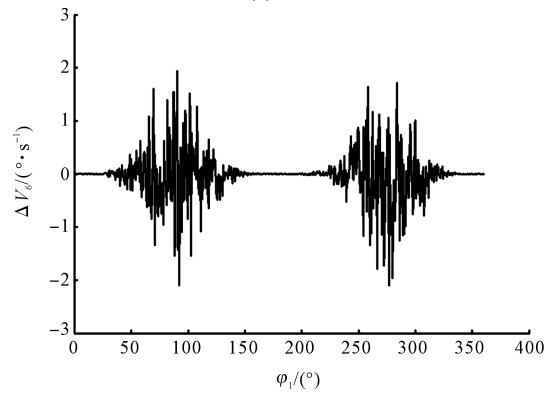
考虑平面四杆机构误差时提综臂运动偏差曲线,如图 8 所示。



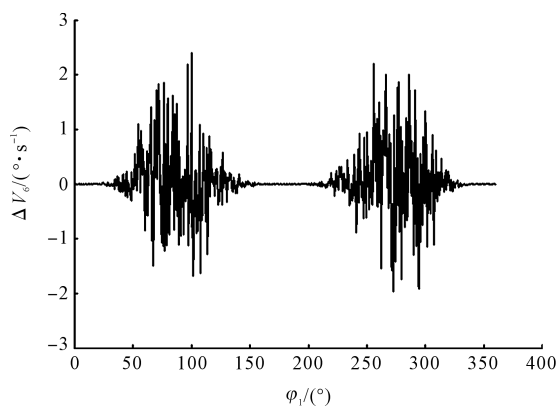
(a) 角位移偏差



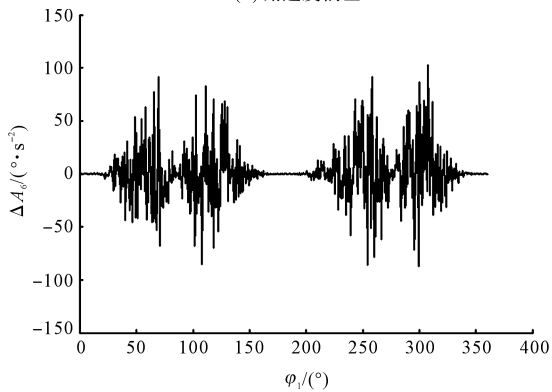
(a) 角位移偏差



(b) 角速度偏差



(b) 角速度偏差



(c) 角加速度偏差

图 8 考虑平面四杆机构误差时提综臂运动偏差曲线

考虑共轭凸轮变速机构及平面四杆机构误差时提综臂运动偏差曲线,如图 9 所示。

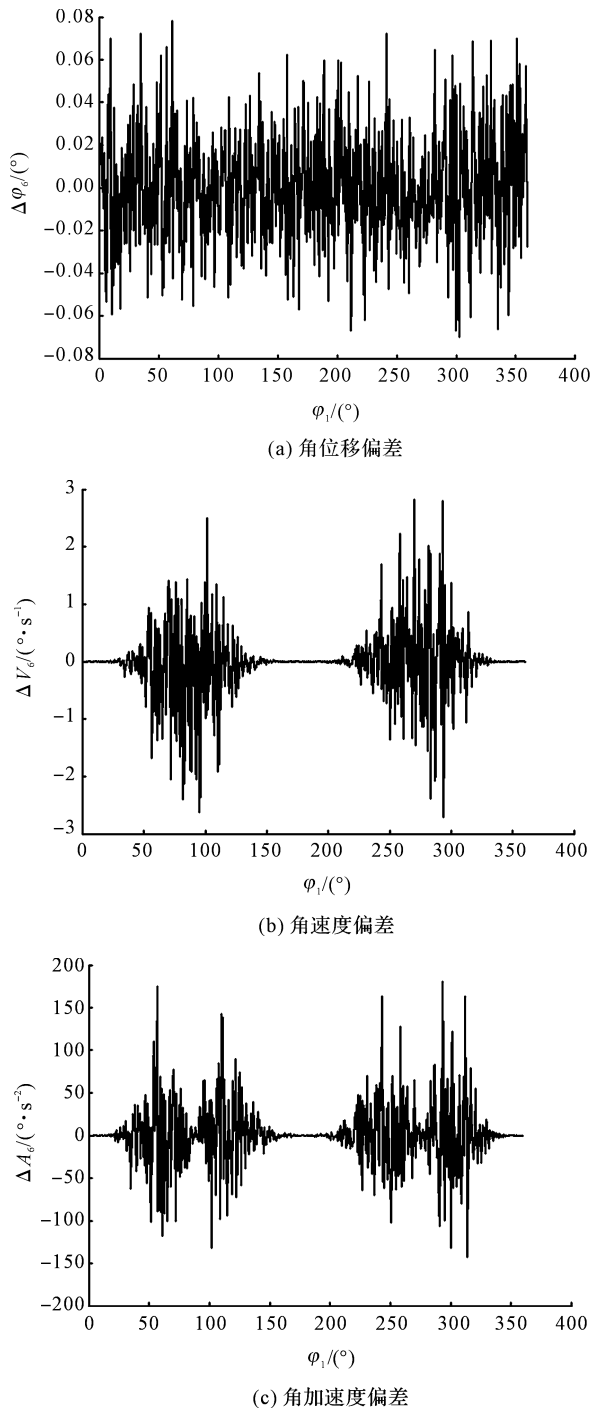


图 9 考虑共轭凸轮变速机构及平面四杆机构误差时提综臂运动偏差曲线

由图(7~9)可知:提综臂运动偏差曲线都出现一定波动,且波动呈随机分布状态,其中角加速度偏差波动最大,角速度次之,角位移波动最小;角位移偏差分布比较均匀,角速度和角加速度偏差分布不均,偏差在角速度和角加速度极值附近达到最大,可见误差对机构高速运行时影响显著。

提综臂最大运动偏差统计结果如表 2 所示。

表 2 提综臂最大运动偏差统计结果

参数/单位	图 7	图 8	图 9
$\Delta\varphi_{6m}/(^{\circ})$	0.062	0.053	0.078
$\Delta V_{6m}/(^{\circ}\cdot s^{-1})$	2.401	2.104	2.818
$\Delta A_{6m}/(^{\circ}\cdot s^{-2})$	138.613	102.752	179.933

由表 2 可知:共轭凸轮变速机构对提综机构输出精度的影响大于平面四杆机构,在考虑两种机构误差同时作用时,提综臂的运动偏差比单独考虑一种机构时更加明显。

由此可见,传动路径加长导致机构输出精度出现误差积累现象。

方差可以衡量一组数据的波动大小。

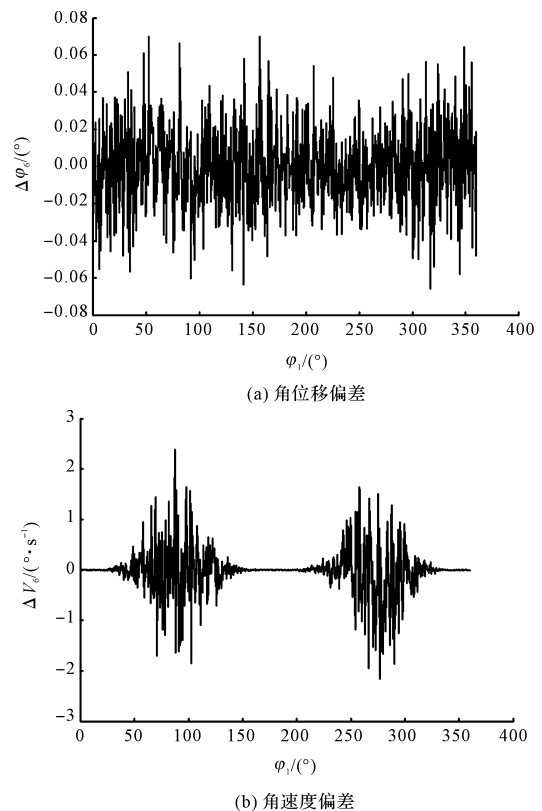
提综臂运动偏差的方差统计结果如表 3 所示。

表 3 提综臂运动偏差的方差统计结果

参数/单位	图 7	图 8	图 9
$\delta_{\Delta\varphi_6}/(^{\circ})$	0.000 40	0.000 27	0.000 70
$\delta_{\Delta V_6}/(^{\circ}\cdot s^{-1})$	0.260 29	0.181 51	0.360 66
$\delta_{\Delta A_6}/(^{\circ}\cdot s^{-2})$	941.502 60	544.803 70	1 270.019 00

由表 3 可知:共轭凸轮变速机构和平面四杆机构对提综臂角位移偏差的影响占比分别为 60.1%、39.9%;对角速度偏差的影响占比分别为 58.9%、41.1%;对角加速度偏差的影响占比分别为 63.3%、36.7%。

为提高旋转多臂提综机构输出精度,笔者将运动副间隙减小 0.02 mm,即销轴中心局域坐标满足 $X_c \sim N(0,0.03 \text{ mm})$ 、 $Y_c \sim N(0,0.03 \text{ mm})$,减小间隙值后的提综臂运动偏差曲线,如图 10 所示。



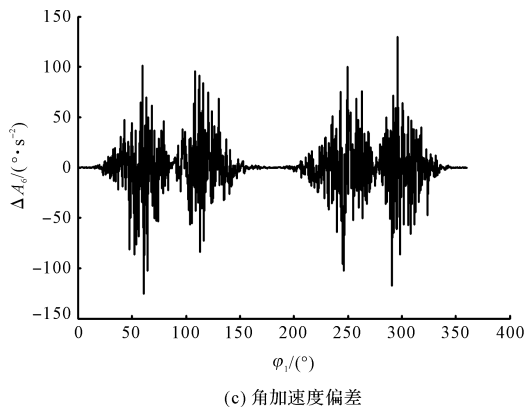


图 10 减小运动副间隙后提综臂运动偏差曲线

由图 10 可知:考虑共轭凸轮变速机构及平面四杆机构误差时,提综臂运动偏差曲线波动范围减小;其中,角位移最大偏差为 0.07° 、角速度最大偏差为 $2.380^\circ/\text{s}$ 、角加速度最大偏差为 $130.00^\circ/\text{s}^2$,分别减小 10.26%、15.54%、27.75%。

由此可见,通过减小运动副间隙可提高提综臂的输出精度。

5 结束语

针对旋转多臂提综机构运动精度问题,笔者基于机构工作原理,结合连续接触模型,建立了考虑尺寸误差和运动副间隙的旋转多臂提综机构各部分的运动精度误差模型,并运用 MATLAB 进行了数值计算和运动仿真。

研究结论如下:

(1) 间隙和尺寸误差对提综臂角加速度影响最大,角速度次之,对角位移影响最小,且偏差在角速度和角加速度极值附近达到最大,故间隙和尺寸误差对机构高速运行时的输出精度影响更加显著;

(2) 共轭凸轮变速机构对提综机构输出精度的影响大于平面四杆机构,在考虑两种机构误差共同作用时,提综臂运动偏差比单独考虑一种机构时更加明显,可见传动路径加长导致机构输出精度出现误差积累;

(3) 通过减小运动副间隙可提高机构输出精度,将运动副间隙减小 0.02 mm 后,提综臂角位移、角速度和角加速度最大偏差分别减小 10.26%、15.54%、27.75%。

在后续研究工作中,笔者将建立含间隙的旋转多臂提综机构动力学模型,研究间隙对机构动力学特性的影响。

参考文献 (References):

- [1] 金国光,魏晓勇,魏展,等. 旋转式多臂提综机构动力学分析与优化[J]. 纺织学报,2018,39(9):160-168.
- [2] GABIL A, BARIS H, SEMA P, et al. Synthesis work about driving mechanism of a novel rotary dobby mechanism[J]. *Tekstil VE Konfeksiyon*,2010,20(3):218-224.
- [3] 张远华,苟向锋,陈晓芳,等. 电子多臂机旋转变速机构共轭凸轮再设计[J]. 机械传动,2018,42(4):57-61.
- [4] 沈毅,刘春雷,高大牛,等. 共轭凸轮-滑块摇杆组合机构的设计与应用[J]. 机械设计与研究,2012,28(4):22-25.
- [5] 范柳彬,鲁建军,贾利想. 爬楼轮椅座椅姿态调节机构的可靠性及灵敏度分析[J]. 机械设计与制造,2019(7):103-105,110.
- [6] 王成志,王云超. 含运动副间隙的空间转向机构运动精度分析[J]. 中国机械工程,2021,32(9):1027-1034,1042.
- [7] 张雷,贺虎,孔佳元. 含间隙和尺寸误差空间连杆引纬机构运动精度综合分析[J]. 纺织学报,2016,37(6):124-129,135.
- [8] 唐雪梅,朱伟林,赖奇暉,等. 共轭凸轮打纬机构运动精度分析[J]. 机电工程,2014,31(2):173-176,202.
- [9] 王汝贵,袁吉伟,戴建生. 仿生爬树机器人髋关节运动精度可靠性分析与优化[J]. 机械设计与研究,2019,35(1):53-60.
- [10] 邹文韬. 含间隙六杆机构的运动精度可靠性分析[J]. 机械设计与制造,2016(8):54-57.
- [11] SUN D Y, CHEN G P. Kinematic accuracy analysis of planar mechanisms with clearance involving random and epistemic uncertainty [J]. *European Journal of Mechanics/A Solids*,2016,58(7):256-261.
- [12] 顾井峰,冯蕴雯,冯云生. 任意空间四杆机构运动精度及可靠性分析[J]. 机械科学与技术,2012,31(5):814-817.
- [13] 袁英才,刘义伦,王仪明. 含运动副间隙的轮转机刀式折页机构的动态响应特性[J]. 中南大学学报:自然科学版,2011,42(4):972-976.
- [14] SHI C C, WANG Z Z, PENG Y F. Influence of relative difference between paired guide rails on motion accuracy in closed hydrostatic guideways[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*,2020,34(2):631-648.
- [15] ZHAO D S. Dynamics analysis of 6-SPS parallel mechanism with S pairs clearance[J]. *Australian Journal of Mechanical Engineering*,2019,19(2):1-10.
- [16] YANG W W, ZHANG R J. The Movement precision analysis of planar four-bar mechanism with joint clearance [J]. *Applied Mechanics and Materials*,2014,2558(670-671):790-793.

[编辑:李辉]

本文引用格式:

张 港,赵世海,袁汝旺. 旋转多臂提综机构运动精度综合分析[J]. 机电工程,2022,39(12):1769-1775.

ZHANG Gang, ZHAO Shi-hai, YUAN Ru-wang. Comprehensive analysis of kinematic accuracy of rotary dobby heald lifting mechanism [J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2022,39(12):1769-1775.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>