

DOI: 10.13296/j.1001-1609.hva.2018.03.005

隔离开关传动机构的误差分析与研究

李 炜¹, 刘明光¹, 田 浩¹, 宋超伟¹, 钱学成²

(1. 北京交通大学电气工程学院, 北京 100044; 2. 国网江苏省电力公司常州供电公司, 江苏 常州 213100)

摘要: 隔离开关传统的传动机构为交叉四连杆机构, 机构中铰间隙的存在降低了机构的传动精度。文中基于连续接触模型对交叉四连杆机构建模, 利用 MATLAB 对从动拐臂转动角度的误差值进行求解, 得出当铰间隙达到 4 mm 时, 转动角度误差值接近 4°, 引起导电臂的位置偏移为 26.5 mm, 且位置偏移与间隙值成近似线性增长关系。在此基础上, 提出一种新型锥齿轮传动机构, 并利用蒙特卡洛法对机构的传动精度进行分析, 得出新型传动机构的传动误差均值为 0.001°。与交叉四连杆机构相比, 锥齿轮传动机构的传动精度提高 99% 以上, 有利于开关分、合闸到位准确。

关键词: 交叉四连杆机构; 铰间隙; 锥齿轮传动机构; 蒙特卡洛法; 传动误差

Error Analysis for Transmission Mechanism of Disconnecter

LI Wei¹, LIU Mingguang¹, TIAN Hao¹, SONG Chaowei¹, QIAN Xuecheng²

(1. School of Electrical Engineering, Beijing Jiaotong University, Beijing 100044, China;

2. Changzhou Power Supply Company, Jiangsu power company, Jiangsu Changzhou 213100, China)

Abstract: The conventional transmission mechanism of disconnector is a cross four-bar linkage mechanism, and its hinge clearance reduces transmission precision of the mechanism. This work models the cross four-bar linkage mechanism based on the continuous contact model, and solves the error of passive crank rotation angle using MATLAB. Result shows that when the hinge clearance reaches 4 mm, the error value of the passive crank rotation angle is nearly 4°, resulting in 26.5 mm in position offset of the conducting arm. And the position offset increases approximately linearly with the hinge clearance. Further, a new bevel gear transmission mechanism is proposed, and Monte Carlo method is employed to analyze its transmission precision. Result indicates that the mean transmission angle error of the new mechanism is only 0.001°, and its transmission precision is raised by more than 99% compared with the conventional cross four-bar linkage mechanism, which is beneficial for disconnector opening and closing accurately.

Key words: cross four-bar linkage mechanism; hinge clearance; bevel gear transmission mechanism; Monte Carlo method; transmission error

0 引言

隔离开关在电力系统中使用广泛, 其开关分、合闸所需转矩由传动机构传递, 传统的传动机构为交叉四连杆机构。由于传动机构中各构件通过铰连接, 构件之间采用动配合, 因此必然存在间隙。此外, 由于构件制造误差及运行过程中摩擦、磨损等因

素, 铰间隙会逐渐增加, 降低了机构的传动精度, 导致开关分、合闸不到位, 影响隔离开关的正常运行^[1-3]。

大量的相关文献忽略了传动机构中的铰间隙, 研究选取合适的构件尺寸和初始位置来提高机构的传动精度, 改善开关的分、合闸轨迹^[4-7]; 或者仅考虑机构中间隙值小于 1 mm 的情况, 利用拉格朗日方程计算机机构的传动误差^[8-11]。但隔离开关工作环境恶劣, 机构中的铰间隙会逐渐增加, 因此对铰间隙建立

收稿日期: 2017-09-24; 修回日期: 2017-11-26

基金项目: 中央高校基本科研业务费专项资金资助(2015JBM085)。

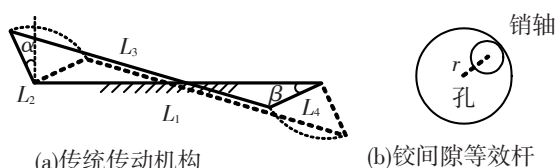
Project Supported by Central College Fundamental Research Projects of Technology Projects of the Special Funds(2015JBM085).

模型,定量分析不同间隙值下机构的传动误差具有重要意义。

1 传统传动机构

交叉四连杆机构由主动拐臂 L_2 、从动拐臂 L_4 、交叉连杆 L_3 和隔开关底座 L_1 组成,见图1(a)。图1中: α 、 β 分别为主动拐臂与从动拐臂的初始位置角度。隔开关合闸时,操作机构通过传动轴带动主动拐臂顺时针旋转 90° ,同时,从动拐臂在交叉连杆的带动下逆时针旋转 90° ,完成合闸;分闸轨迹则与之相反^[4]。

由于构件制造误差及运行中摩擦、磨损等因素,交叉四连杆机构中的转轴处存在铰间隙。间隙中销轴与孔的相对位置分为接触、分离和碰撞三种状态。由于传动机构动作相对缓慢,销轴与孔分离、碰撞的时间都很短,均忽略不计,因此假定销轴与孔始终处于接触状态。在此基础上,铰间隙可等效为一根无质量且定长的刚性杆 r ^[8-12],杆的两端分别为销轴和孔的质心,见图1(b)(图1(b)中对间隙进行放大)。



(a)传统传动机构 (b)铰间隙等效杆
图1 传统传动机构及间隙等效杆

Fig. 1 Traditional transmission mechanism and gap equivalent rod

2 传统机构模型与误差分析

利用图1(b)所示的无质量定长刚性杆代替机构中转轴处的铰间隙,得到含间隙交叉四连杆机构模型,见图2。图2中: L_i 与图1(a)中相同; θ_i 为 L_i 与 x 轴正方向的夹角; r_i 为各转轴处的铰间隙等效杆; α_i 为 r_i 与 x 轴正方向的夹角(其中, $i=1,2,3,4$)。

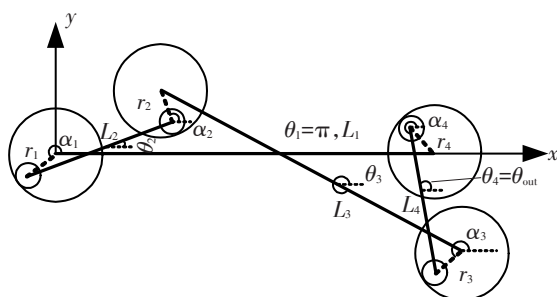


图2 含间隙交叉四连杆机构模型

Fig. 2 The model of cross four bar linkage mechanism with joint clearances

为了求解机构中从动拐臂随主动拐臂转动的输出角度,分析机构的传动误差,根据图2中连杆和间

隙等效杆组成的矢量闭环列写方程

$$r_1 + L_2 + r_2 + L_3 + r_3 + L_4 + r_4 + L_1 = \dot{0} \quad (1)$$

将方程(1)沿 x 、 y 方向拆分成两个标量方程

$$\begin{cases} r_1 \cos \alpha_1 + L_2 \cos \theta_2 + r_2 \cos \alpha_2 + L_3 \cos \theta_3 + \\ r_3 \cos \alpha_3 + L_4 \cos \theta_4 + r_4 \cos \alpha_4 - L_1 = 0 \\ r_1 \sin \alpha_1 + L_2 \sin \theta_2 + r_2 \sin \alpha_2 + L_3 \sin \theta_3 + \\ r_3 \sin \alpha_3 + L_4 \sin \theta_4 + r_4 \sin \alpha_4 = 0 \end{cases} \quad (2)$$

根据文[4],机构中各构件的长度取值如下: $L_1=740$ mm, $L_2=180$ mm, $L_3=687$ mm, $L_4=180$ mm, θ_2 的初始值为 113° , θ_4 的初始值为 23° 。为了便于计算,假设机构中各铰间隙数值相等,即 $r_1=r_2=r_3=r_4=r$ 。根据文[13-15],铰间隙的取值范围为 $r \geq 27$ μm 。

当主动拐臂顺时针转动 90° ,即 $\theta_2=23^\circ$ 时,根据构件的运动趋势和受力方向,在 $\alpha_i(i=1,2,3,4)$ 的合理取值范围内,依据式(2),利用MATLAB/Fsolve函数^[16],编程计算得出不同间隙值下从动拐臂转动角度的误差值 $E(\Delta\theta_4)$ 并统计最大值于表1。由于从动拐臂转动角度误差的存在,导致隔离开关合闸时右侧导电臂转动不到位,与左侧导电臂形成位置偏移 ΔL ,见图3。

表1 从动拐臂转动角度误差值

Table 1 The error values of passive crank rotation angle			
间隙值 r/mm	误差值 $E(\Delta\theta_4)/(^{\circ})$	间隙值 r/mm	误差值 $E(\Delta\theta_4)/(^{\circ})$
0.5	0.3	3.0	3.0
1.0	0.9	3.5	3.5
1.5	1.4	4.0	4.1
2.0	2.0	4.5	4.6
2.5	2.5	5.0	5.1

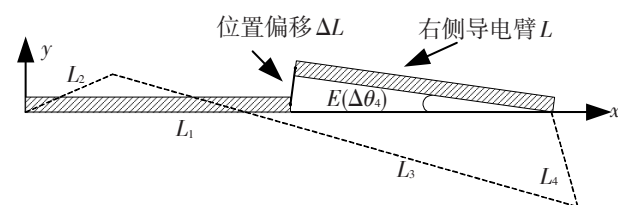


图3 开关合闸位置偏移示意图

Fig. 3 The diagram of switch closing position offset

图3中,导电臂长度 $L=370$ mm,导电臂位置偏移 ΔL 的计算公式为

$$\Delta L \approx L \cdot E(\Delta\theta_4) \approx L \cdot \sin E(\Delta\theta_4) \quad (3)$$

式(3)中,当 $E(\Delta\theta_4)$ 角度较小时,由泰勒公式得约等号成立。依据式(3),计算得出不同铰间隙值下右侧导电臂的位置偏移,见图4。

由图4可知,当铰间隙值为4 mm时,右侧导电臂位置偏移达到26.5 mm,并且导电臂的位置偏移随铰间隙值呈近似线性增长关系。



对于锥齿轮传动机构,其传动误差是由多对齿轮副的传动误差通过传动比换算到最后一个齿轮上所得。为了便于计算锥齿轮机构的传动误差,分析传动精度,绘制出锥齿轮传动机构的机械简图,见图 5(b)。

(b) 锥齿轮传动机构机械简图

Fig. 5 The bevel gear transmission mechanism

分别取为 $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ 。锥齿轮传动机构的传动误差为 φ_1, φ_3 换算到齿轮副 z_3 的大齿轮上和 φ_2, φ_4 换算到齿轮副 z_4 的大齿轮上的误差之和, 公式为

$$\varphi = \frac{\varphi_1}{\eta_1} + \varphi_3 + \frac{\varphi_2}{\eta_2} + \varphi_4 \quad (4)$$

式(4)中: φ 为机构的传动误差; η_1 为轴1与轴2的传动比; η_2 为轴3与轴4的传动比, $\eta_1 = \eta_2 = 2.1$,各对齿轮副的传动误差由组成齿轮副的大、小锥齿轮的传动误差组成,即

$$\begin{cases} \varphi_1 = \varphi_2 = \frac{\Delta E_1 + \Delta E_2}{r_2} \\ \varphi_3 = \varphi_4 = \frac{\Delta E_1 + \Delta E_2}{r_1} \end{cases} \quad (5)$$

式(5)中: r_1 、 r_2 分别表示锥齿轮副中大、小锥齿轮当量齿轮的半径,其中 $r_1 = m z_1 / 2$ 、 $r_2 = m z_2 / 2$; ΔE_1 、 ΔE_2 分别为大、小锥齿轮的传动误差,主要由大、小锥齿轮各自的制造误差 $\Delta E'$ 和装配误差 $\Delta E''$ 组成。

一般情况下,制造误差 $\Delta E'$ 运用切向综合误差 $\Delta F'_i$ 和齿切向综合误差 $\Delta f'_i$ 这两项指标的组合来评定;装配误差 $\Delta E''$ 主要由齿轮孔与轴之间的间隙 Δe_1 、齿轮安装处轴颈跳动间隙 Δe_2 、轴承的径向间隙 Δe_3 组成。在齿轮制造误差 $\Delta E'$ 和装配误差 $\Delta E''$ 的计算方面,蒙特卡洛法考虑到每个误差的实际分布规律,具有计算过程简便快捷、计算结果准确等优点^[19]。采用蒙特卡洛法计算齿轮制造误差和装配误差的公式如下

$$\Delta E' = \frac{1}{2} \frac{\Delta F_i' - \Delta f_i'}{6.8} \sqrt{-2 \ln R_1 \sin 2\pi R_2 + \frac{1}{2} \frac{\Delta f_i'}{6.8} \sin(n \cdot 2\pi R_3)} \quad (6)$$

$$\Delta E'' = \sum_{i=1}^3 \left(\frac{\Delta e_i}{2} + \frac{\Delta e_i}{6} \sqrt{-2 \ln R_4 \sin 2\pi R_5} \right) \sin 2\pi R_6 \quad (7)$$

式(6)、(7)中, $R_1 \sim R_6$ 为 $[0, 1]$ 上均匀分布且相互独立的随机变量。

大、小锥齿轮传动误差的计算公式为

$$\begin{cases} \Delta E_1 = \Delta E_1' + \Delta E_1'' \\ \Delta E_2 = \Delta E_2' + \Delta E_2'' \end{cases} \quad (8)$$

结合式(6)~(8), 编写 MATLAB 程序进行 10 000 次的随机抽样, 得出大、小锥齿轮的传动误差 ΔE_1 、 ΔE_2 , 并统计误差极大值和均值于表 2, 所需数据见表 3。表 3 中各项数据依据文[20-21], 按照齿轮尺寸、精度查表获取。由于隔离开关分、合闸速度较慢、所需转矩小, 对传动机构中齿轮要求较低, 故机构中齿轮采用 7 级精度, 材料为 45 号钢。

由表 2 中数据, 结合式(4)、(5)计算得出锥齿轮传动机构的传动误差均值为 0.001° , 极大值为 0.0228° 。

表 2 大、小锥齿轮的传动误差

Table 2 The transmissions error of big and small bevel gears

参数	大齿轮 $\Delta E_1/\mu\text{m}$	小齿轮 $\Delta E_2/\mu\text{m}$
均值	8.05	4.74
极大值	37.13	22.69

表 3 大、小锥齿轮的分布参数

Table 3 The distributed parameters of big and small bevel gears

参数	大齿轮 μm	小齿轮 μm
$\Delta F_i'$	74.00	47.00
$\Delta f_i'$	15.00	15.00
Δe_1	5.00	0.00
Δe_2	10.00	6.00
Δe_3	5.00	5.00
η_1	8.70	4.70
η_2	2.20	2.20
μ_1/σ_1	2.50/0.80	0.00
μ_2/σ_2	5.00/1.71	3.00/1.00
μ_3/σ_3	2.50/0.80	2.50/0.80

3.3 两种机构的传动精度比较

依据锥齿轮机构的传动误差值和表 1 中交叉四连杆机构的传动误差值, 由式(9)计算得出锥齿轮传动机构的可提高精度值于表 4。

$$rp = \frac{\delta_c - \delta_b}{\delta_c} \times 100\% \quad (9)$$

表 4 锥齿轮传动机构的可提高精度值

Table 4 Improving precision of bevel gear transmission mechanism

间隙值 r/mm	$rp/\%$	间隙值 r/mm	$rp/\%$
0.5	99.67	3.0	99.97
1.0	99.89	3.5	99.97
1.5	99.93	4.0	99.98
2.0	99.95	4.5	99.98
2.5	99.96	5.0	99.98

式(9)中: rp 为可提高精度值; δ_c 为交叉四连杆机构传动误差; δ_b 为锥齿轮机构传动误差。

由表 4 可知, 相比于传统交叉四连杆机构, 新型锥齿轮机构的传动精度可提高 99% 以上, 有利于隔离开关分、合闸到位准确。

4 结论

针对隔离开关的交叉四连杆机构建模, 研究计算了机构中铰间隙的存在造成的传动误差, 得出以下一些结论:

1) 当铰间隙值为 4 mm 时, 从动拐臂转动角度误差值为 4° , 导电臂位置偏移达到 26.5 mm, 并且从动拐臂转动角度误差值与导电臂的位置偏移均随铰间隙值呈近似线性增长关系。

2) 提出了新型锥齿轮传动机构, 并利用蒙特卡洛法计算得出机构的传动误差均值为 0.001° , 极大值为 0.0228° , 相比于交叉四连杆机构, 提高传动精度约 99% 以上, 有利于隔离开关分、合闸到位准确。

参考文献:

- [1] 白争锋. 考虑铰间间隙的机构动力学特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2011.
BAI Zhengfeng. Research on dynamic characteristics of mechanism with joint clearances[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2011.
- [2] 钟振蛟. 提高户外高压隔离开关的运行可靠性[J]. 高压电器, 1994, 30(5): 43-46.
ZHONG Zhenjiao. Improve the operating reliability of the outdoor high voltage disconnecter[J]. High Voltage Apparatus, 1994, 30(5): 43-46.
- [3] 盛明学, 王志清. 户外高压隔离开关常见故障的原因分析与处理[J]. 高压电器, 2010, 46(10): 93-96.
SHENG Mingxue, WANG Zhiqing. Cause analysis and treatment of common faults of outdoor high-voltage disconnecter[J]. High Voltage Apparatus, 2010, 46(10): 93-96.
- [4] 常林晶, 徐光辉, 乔岩泽, 等. GW4 型隔离开关产品分合闸轨迹分析及优化改进措施[J]. 高压电器, 2013, 49(4): 134-138.

- CHANG Linjing, XU Guanghui, QIAO Yanze, et al. Path-analysis on opening and closing circuit of GW4 disconnect and optimization improvements[J]. High Voltage Apparatus, 2013, 49(4): 134-138.
- [5] 常林晶, 徐光辉, 乔岩泽, 等. GW4型隔离开关分合闸操作力矩的分析与计算[J]. 高压电器, 2013, 49(11): 127-132.
- CHANG Linjing, XU Guanghui, QIAO Yanze, et al. Analysis and calculation on operating torque for GW4 disconnect opening and closing[J]. High Voltage Apparatus, 2013, 49(11): 127-132.
- [6] 秦岭, 邹慧君, 张刚强, 等. 高压隔离开关导电杆运动机构优化设计[J]. 机械设计与研究, 2006, 22(1): 93-96.
- QIN Ling, ZOU Huijun, ZHANG Gangqiang, et al. Optimal design of the conductor leader movement mechanism in the outdoors high-voltage disconnect[J]. Machine Design and Research, 2006, 22(1): 93-96.
- [7] 李钊, 邹炜. GW4型高压隔离开关主导电传动优化设计[J]. 中国电力教育, 2012, 259(36): 143-144.
- LI Zhao, ZOU Wei. Optimal design of the leading power transmission of GW4 high-voltage disconnect[J]. China Electric Power Education, 2012, 259(36): 143-144.
- [8] FURUHASHI T, MORITA N, MATSUURA M. Research on dynamics of four-bar linkage with clearances at turning Pairs: 1st report, general theory using continuous contact model[J]. Bulletin of Jsme, 1978, 21(158): 518-523.
- [9] FURUHASHI T, MORITA N, MATSUURA M. Research on dynamics of four-bar linkage with clearances at turning Pairs: 3rd report, analysis of crank-lever mechanism with clearance at joint of coupler and lever using continuous contact model[J]. Bulletin of Jsme, 1978, 14(158): 1292-1298.
- [10] 白争锋, 赵阳, 赵志刚. 考虑运动副间隙的机构动态特性研究[J]. 振动与冲击, 2011, 30(11): 17-20.
- BAI Zhengfeng, ZHAO Yang, ZHAO Zhigang. Dynamic characteristics of mechanisms with joint clearances[J]. Journal of Vibration and Shock, 2011, 30(11): 17-20.
- [11] 郭鹏飞, 阎绍泽. 含间隙四连杆机构运动误差的 Monte Carlo模拟[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2007, 47(11): 1989-1993.
- GUO Pengfei, YAN Shaoze. Monte Carlo simulation of motion errors for four-bar linkages with clearances[J]. Journal of Tsinghua University(Science and Technology), 2007, 47(11): 1989-1993.
- [12] 李小燕. 考虑运动副间隙的平面四杆机构动力学建模与仿真[D]. 西安: 西安电子科技大学, 2008.
- LI Xiaoyan. Dynamic modelling and simulation of the planar four-bar mechanism with joint clearances[D]. Xi'an: Xi'an Electronic and Science University, 2008.
- [13] 张文革, 石枫. 公差配合与技术测量[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2010.
- ZHANG Wenge, SHI Feng. Tolerance fit and technical measurement[M]. Beijing: Beijing Institute of Technology Press, 2010.
- [14] 产品几何技术规范(GPS)极限与配合 第一部分: 公差、偏差和配合基础: GB/T 1800.1—2009[S]. 2009.
- Geometrical product specification(GPS) limits and fits Part1: Bases of tolerances, deviations and fits: GB/T 1800.1—2009[S]. 2009.
- [15] 产品几何技术规范(GPS)极限与配合 第二部分: 标准公差等级和孔、轴极限偏差表: GB/T 1800.2—2009[S]. 2009.
- Geometrical product specification(GPS) limits and fits Part2: Tables of standard tolerance grades and limit deviations for holes and shafts: GB/T 1800.2—2009[S]. 2009.
- [16] 雷培, 刘云霞. 基于MATLAB的四连杆机构运动分析[J]. 机械工程与自动化, 2009, 153(2): 74-75.
- LEI Pei, LIU Yunxia. Kinematic analysis of a four-bar mechanism using MATLAB[J]. Mechanical Engineering & Automation, 2009, 153(2): 74-75.
- [17] 卜炎. 机械设计[M]. 北京: 高等教育出版社, 2010.
- BU Yan. Machine design[M]. Beijing: Higher Education Press, 2010.
- [18] 单辉祖. 材料力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2009.
- SHAN Huizu. Mechanics of materials[M]. Beijing: Higher Education Press, 2009.
- [19] 陈文华, 朱海峰, 樊晓燕. 齿轮系统传动误差的蒙特卡洛模拟分析[J]. 仪器仪表学报, 2004, 25(4): 435-437.
- CHEN Wenhua, ZHU Haifeng, FAN Xiaoyan. Monte Carlo simulation analysis of transmission error for gear drive systems[J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2004, 25(4): 435-437.
- [20] 锥齿轮和准双曲面齿轮精度: GB/T 11365—1989[S]. 1989.
- Accuracy of bevel and hypoid gears: GB/T 11365—1989[S]. 1989.
- [21] 渐开线圆柱齿轮精度: GB/T 10095—1988[S]. 1988.
- Accuracy of involute cylindrical gear: GB/T 10095—1988[S]. 1988.

李炜(1991—), 男, 硕士研究生, 助理工程师, 从事电力系统自动化方面的研究工作。