

# 平面连杆机构运动精度可靠性及灵敏度分析

庞欢 喻天翔 宋笔锋

西北工业大学,西安,710072

**摘要:**针对平面连杆机构传动路线长,存在较大的积累误差,对机构的运动精度产生的影响不容忽视的问题,提出了加工误差、结构变形、装配间隙及铰链磨损多因素耦合作用下运动机构精度可靠性分析的建模方法及求解流程。用动量交换法建立铰链间隙的碰撞模型后对机构进行动力学分析,基于动力学分析结果,利用胡克定律及有限元法分析部件变形,利用 Archard 磨损模型分析铰链的磨损量。在此基础上,给出了加工误差与部件变形影响下杆长的分布参数以及装配间隙与铰链磨损影响下铰链间隙的分布参数,然后将铰链间隙用无质量连杆模型替换,建立并求解机构的运动方程。通过对飞机舱门收放机构的算例分析,得到了该机构在不同收放次数下的运动精度可靠度及对应的可靠性灵敏度,并给出了制造维护建议,证明了方法的可行性。

**关键词:**连杆机构;多因素耦合;运动精度;可靠性及灵敏度

**中图分类号:**TH115;TB114.3

**DOI:**10.3969/j.issn.1004-132X.2014.18.001

## Analyses of Kinematic Accuracy Reliability and Sensitivity for a Planar Linkage Mechanism

Pang Huan Yu Tianxiang Song Bifeng

Northwestern Polytechnical University, Xi'an, 710072

**Abstract:** Planar linkage mechanisms are widely applied to many machines. But such a long transmission distance will cause a large error accumulation, and the impact on the kinematic accuracy can not be ignored. A modeling method of kinematic accuracy reliability analyses and simulation process was proposed considering multi-factor coupling effects of manufacturing errors, structure deformation, assembly tolerance and hinge wear. The dynamics analyses of the mechanism were carried out after the clearance joints were dealt with momentum exchange approach. Based on the results of dynamics analyses, the Hook's law or finite element method was used to analyze the deformation of the components and Archard's model was used to analyze the wear depth of each joints. Follow that, the closed vector position equation of the mechanism was established after the clearance joint was replaced with massless link considering manufacturing errors, structural deformations, and a kinematical accuracy modeling method was also proposed considering the multi-factor coupling effects. The feasibility of the proposed method was proved by the kinematic accuracy reliability and sensitivity analysis of an aircraft door retractable mechanism and finally gives some valuable advices for manufacture and maintenance process.

**Key words:** linkage mechanism; multi-factor coupling; kinematic accuracy; reliability and sensitivity

## 0 引言

连杆机构的应用十分广泛,可分为平面连杆机构和空间连杆机构两大类,在一般机械中应用最多的是平面连杆机构。但由于连杆机构的运动必须经过中间构件进行传递,传动路线长,积累误差可能会导致机构的运动精度不足或定位失效等可靠性问题。

连杆机构的误差主要来源于构件的加工制造误差、装配间隙、铰链磨损、构件的弹性变形和热变形等。这些误差的存在使得机构的实际运动轨

迹与理想轨迹存在一定的偏差,影响平面机构的运动精度,严重时可能造成机构的定位功能失效。

目前对平面连杆机构的运动精度分析主要侧重加工及装配的误差分析<sup>[1-5]</sup>,忽视了关节磨损、结构变形和热变形对机构的影响。应用对象以四连杆机构或曲柄滑块机构为主,模型相对简单。本文综合考虑制造误差、装配间隙、结构变形及铰链磨损 4 个因素,研究平面连杆机构的运动精度可靠性分析方法,并以飞机舱门收放机构为例,验证方法的可行性。

## 1 连杆机构精度问题描述

本文以飞机舱门收放机构为例来说明机构运动精度可靠性研究的背景及方法。如图 1 所示,

收稿日期:2013-05-06

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51105308);十二五总装预研基金资助项目(51319010104)

舱门通过铰链 A 与机身连接;摇臂通过铰链 D 与机身连接;作动筒长度为  $L_4$ , 一端通过铰链 F 与机身连接, 另一端通过铰链 E 与摇臂连接;连杆长度为  $L_2$ , 上端通过铰链 C 与摇臂连接, 下端通过铰链 B 与舱门连接, 舱门的末端装有锁环 G。以上铰链均为旋转副。

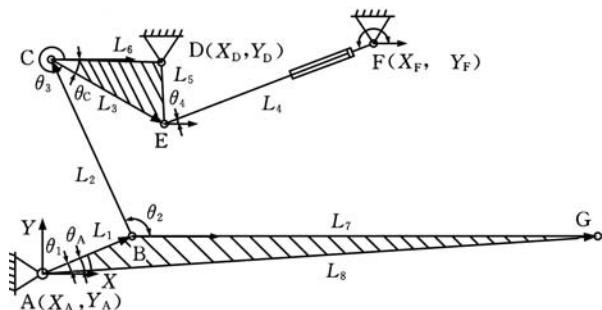


图 1 舱门机构运动简图

根据设计, 当作动筒完全伸出时, 锁环 G 应到达一定高度被锁钩捕捉, 以实现上锁功能。但实际上, 在杆件加工误差、铰链间隙、杆件受载变形等因素综合影响下, 锁环 G 偏离设计位置  $h_G$ , 当锁环 G 点低于一定值时, 锁钩无法实现捕捉, 舱门不能上锁。机构因定位误差过大而导致“上锁”功能失效。

由机构的封闭矢量位置方程得

$$\left. \begin{aligned} x_A + L_1 \cos \theta_1 + x_B + L_2 \cos \theta_2 + x_C + L_3 \cos \theta_3 + x_E + L_4 \cos \theta_4 + x_F &= X_F - X_A \\ y_A + L_1 \sin \theta_1 + y_B + L_2 \sin \theta_2 + y_C + L_3 \sin \theta_3 + y_E + L_4 \sin \theta_4 + y_F &= Y_F - Y_A \\ x_A + L_1 \cos \theta_1 + x_B + L_2 \cos \theta_2 + x_C + L_6 \cos(\theta_3 + \theta_C) + x_D &= X_D - X_A \\ y_A + L_1 \sin \theta_1 + y_B + L_2 \sin \theta_2 + y_C + L_6 \sin(\theta_3 + \theta_C) + y_D &= Y_D - Y_A \end{aligned} \right\} (1)$$

其中,  $L_i (i = 1, 2, \dots, 8)$  为机构中的构件长度;  $\theta_i (i = 1, 2, 3, 4)$  分别为杆件  $L_i$  的方位角, 由 X 轴开始, 沿逆时针方向计量为正;  $x_j$  和  $y_j (j = A, B, \dots, F)$  分别为各铰链处间隙矢量的水平及垂直分量;  $X_j$  和  $Y_j (j = A, D, F)$  分别为机构中 A、D、F 3 个装配基准点的水平及垂直位置坐标; 三副构件舱门及摇臂在铰链 A、C 处的夹角分别用  $\theta_A$ 、 $\theta_C$  表示。

根据几何关系可以看出, 锁环 G 的垂直坐标可表示为

$$h(\mathbf{X}) = y_G = Y_A + y_A + L_8 \sin(\theta_1 - \theta_A) \quad (2)$$

则锁环的实际位置与设计位置偏差可表示为

$$g(\mathbf{X}) = h(\mathbf{X}) - h_G \quad (3)$$

由机构的特点分析知, 当  $g(\mathbf{X}) < \delta (\delta < 0)$  时上锁失效,  $\mathbf{X}$  为杆长及间隙参数组成的向量,  $\delta$  为保证上锁时允许的最大位置偏差。因此, 机构

失效的概率  $P_f$  可以表示为

$$P_f = P\{g(\mathbf{X}) < \delta\} \quad (4)$$

由式(1)~式(4)可以看出, 只要能得到各连杆的实际长度及铰链的间隙参数, 就可通过求解机构的运动方程式(1)得该机构中各杆件的方位角; 通过式(2)和式(3)得到锁环的位置坐标和极限状态方程, 进而利用式(4)求得运动精度的失效概率和可靠度。

## 2 可靠性影响因素分布参数确定及矢量位置方程求解

### 2.1 实际杆长计算

构件的实际长度主要受制造加工误差和受载后变形量的影响。

#### 2.1.1 制造加工误差

由于制造技术的限制和人工因素存在, 杆件在制造加工过程中必然存在误差, 符合制造精度要求的杆件尺寸分布在一定的范围之内, 由相关标准可以查到各杆长的极限偏差, 进而得到长度的上下限  $L_{\max}$ 、 $L_{\min}$ 。通常总是假设构件尺寸的加工误差服从正态分布, 这已为工程实际所证实且为中心极限定理所证明。所以有

$$\begin{aligned} u_{L_0} &= (L_{\max} + L_{\min})/2 \\ \sigma_{L_0} &= (L_{\max} - L_{\min})/6 \end{aligned}$$

即

$$L_0 \sim N(u_{L_0}, \sigma_{L_0}^2)$$

式中,  $L_0$  为加工得到的杆件初始长度;  $u_{L_0}$  为加工得到的杆件尺寸均值;  $\sigma_{L_0}$  为加工得到的杆件尺寸标准差。

#### 2.1.2 杆件弹性变形的计算

关于连杆机构运动精度可靠性的研究还主要停留在运动学水平上, 很少考虑构件的弹性。事实上, 对重载机构及高速运转的机构仍将杆件看作刚体, 不考虑其变形的研究方法已不能满足精密机构的设计要求, 进行机构运动精度可靠性研究时必须考虑杆件在外力和惯性力作用下的结构变形。

对于低速运动的机构, 惯性力的影响较小, 可按照静力分析, 计算杆件的受力; 对于高速运动的机构, 计算杆件的受力, 必须考虑惯性力的影响。杆件的受力可以通过理论计算或动力学软件分析得到, 得到杆件的载荷后, 通过以下两种方法计算杆件的变形量。

(1) 平面连杆机构中的绝大多数连杆都是二力杆, 即杆件受轴向拉伸或压缩, 产生轴向的伸长或缩短。对于截面形状规则的杆件, 可利用材料力学相关原理计算, 由胡克定律知:

$$u_{\Delta L} = \frac{F_N L_0}{EA} \quad (5)$$

式中,  $F_N$  为杆件在定位时刻的轴向拉力或压力;  $E$  为材料的杨氏模量;  $A$  为杆件的横截面积。

(2) 对于截面形状复杂的杆件, 可以借助有限元软件来计算杆件的变形量及变形后的长度。对于杆件的变形量, 分散系数取  $C$ , 则变形量的标准差  $\sigma_{\Delta L}$  可以表示为

$$\sigma_{\Delta L} = C u_{\Delta L}$$

因此变形量  $\Delta L$  服从以下分布:

$$\Delta L \sim N(u_{\Delta L}, \sigma_{\Delta L}^2)$$

### 2.1.3 实际杆长的确定

由上述分析得到实际杆长  $L = L_0 + \Delta L$ , 因此有

$$u_L = u_{L_0} + u_{\Delta L} \quad \sigma_L^2 = \sigma_{L_0}^2 + \sigma_{\Delta L}^2$$

即  $L \sim N(u_L, \sigma_L^2)$

### 2.2 间隙矢量的确定

在多体运动学或动力学分析时, 一般将运动副理想化, 即忽略装配间隙、局部变形、磨损等因素对机构的影响。这种做法在一般机械中能够满足要求, 而在一些精密机械和精度要求较高的机构中, 这些因素必须加以考虑。

铰链的间隙使系统增加了 2 个自由度, 即轴颈与衬套之间的水平及垂直位移。在机构的动力学分析中, 铰链间隙的处理方式主要有 3 种: 无质量连杆法、弹簧-阻尼法和动量交换法。无质量连杆法在轴颈与衬套之间连接一个无质量的杆; 弹簧-阻尼法用弹簧-阻尼单元来模拟间隙引起的弹性力; 动量交换法用轴颈-衬套单元来模拟碰撞, 用接触力控制间隙铰的动力学特性<sup>[3]</sup>。前两种方法都是将间隙用等效部件替换, 模型相对简单; 而动量交换法考虑了接触面的弹性和接触力, 并且考虑了碰撞过程中的能量消耗, 结果更加精确, 但是模型相对复杂。

在机构的运动学分析中, 采用无质量连杆法将间隙用无质量的连杆代替, 只需求得间隙的大小和方向即可。在计算铰链的磨损时, 则需采用动量交换法, 考虑间隙铰的动力学特性。

#### 2.2.1 装配引起的铰链间隙

机构中的铰链均采用间隙配合, 如图 2 所示, 轴颈的外径为  $r_j$ , 衬套的内径为  $r_B$ , 可以得到间隙圆的半径大小, 即  $r_C = r_B - r_j$ 。

其中  $r_B$ 、 $r_j$  可以由国标查得, 最小间隙  $r_{Cmin}$  为间隙配合中孔的最小极限尺寸与轴的最大极限尺寸之差, 最大间隙  $r_{Cmax}$  为间隙配合中孔的最大极限尺寸与轴的最小极限尺寸之差。

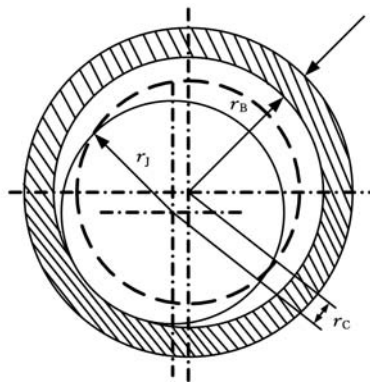


图 2 间隙旋转铰示意图

#### 2.2.2 铰链磨损引起的间隙

在连杆机构中, 铰链的磨损是影响铰链传动精度的重要因素之一, 磨损的存在会使铰链的配合间隙增大, 配合精度下降, 影响整个机构的正常功能甚至引起失效。

对于磨损量的计算, 主要有 Reye 假设<sup>[6]</sup> 和 Archard 模型<sup>[7-10]</sup> 两种方式。Reye 假设认为干摩擦中, 磨损体积与摩擦力做功成正比; Archard 模型中则认为体积磨损量与滑动体的物理和几何属性(如载荷、滑动距离、材料硬度等)有关。此处采用 Archard 磨损模型, 体积磨损量表达式如下:

$$W_V = \frac{K p S_0}{H} \quad (6)$$

由赫兹接触理论得到接触应力  $p$  的计算公式:

$$p = 0.5642 \sqrt{\frac{F(R_2 - R_1)}{R_2 R_1 \left( \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (7)$$

式中,  $R_1$ 、 $R_2$  为两接触柱面的半径;  $F$  为单位长度的载荷, 由机构的受力分析计算得到;  $H$  为旋转副中材料的布氏硬度;  $K$  为磨损系数, 与材料有关, 需查表或试验;  $S_0$  为相对滑动距离;  $\nu$  为泊松比。

假设轴颈与衬套在圆周上各处的磨损量相等, 则由几何特征知, 轴销磨损的环状体积为

$$W_V = [\pi(r + \Delta r)^2 - \pi r^2] b = 2\pi r \Delta r b \quad (8)$$

式中,  $r$  为不考虑磨损时铰链初始半径;  $\Delta r$  为磨损引起的半径变化量;  $b$  为铰链宽度。

轴颈与衬套相对转动距离为

$$S_0 = 2\pi r \frac{\psi}{360^\circ} n \quad (9)$$

式中,  $\psi$  为一个运动周期中轴颈与衬套的相对转角;  $n$  为运动周期数。

所以, 磨损后半径的变化量可表示为

$$\Delta r_B = \frac{K_B p \psi}{360^\circ b H_B} n$$

$$\Delta r_j = \frac{K_j p \psi}{360^\circ b H_j} n$$

机构在一个运动周期中的法向压力  $p$  为时间的函数  $p(t)$ , 轴颈与衬套的相对转动角速度为时

间的函数  $\omega(t)$ , 故  $n$  个运动周期后轴颈与衬套的磨损量可表示为

$$\Delta r_B = n \int_0^t \frac{K_B \rho(t) \omega(t)}{360^\circ b H_B} dt \quad (10)$$

$$\Delta r_J = n \int_0^t \frac{K_J \rho(t) \omega(t)}{360^\circ b H_J} dt \quad (11)$$

其中,  $\rho(t)$  和  $\omega(t)$  可通过机构的运动学及动力学分析得到, 对于复杂机构也可以通过动力学软件进行求解。

因此, 铰链磨损引起的间隙圆半径变化量为

$$\Delta r_C = \Delta r_B + \Delta r_J$$

### 2.2.3 间隙矢量

由上述分析看出, 综合考虑装配误差和铰链磨损后的铰链间隙为

$$r' = r_C + \Delta r_C$$

间隙误差矢量在间隙空间内的大小和方向的不确定性取决于许多随机因素, 如运动副中所传递的力的大小和方向、载荷冲击、润滑性质、间隙大小和制造精度等。通常认为运动副中销轴在间隙空间内浮动, 间隙误差矢量的顶点位于间隙空间内或边界上任一点的概率相等, 即服从于均匀分布。由此得到  $r' \sim U(r'_{\min}, r'_{\max})$ ,  $\Phi \sim U(0, 360^\circ)$ 。

令  $x = r' \cos \Phi$ ,  $y = r' \sin \Phi$ , 即得到间隙矢量的水平及垂直分量。

### 2.3 机构矢量位置方程求解

通过上述分析, 得到了平面连杆机构中的杆件在制造加工、弹性变形影响下实际杆长的分布参数和在装配误差和铰链磨损影响下铰链间隙的分布参数。

分别令  $\cos \theta_1 = x_1, \cos \theta_2 = x_2, \cos \theta_3 = x_3, \cos \theta_4 = x_4$ 。则封闭矢量方程组式(1)可转化为如下形式:

$$F(\mathbf{X}) = \begin{cases} L_1 x_1 + L_2 x_2 + L_3 x_3 + L_4 x_4 - (X_F - X_A - x_A - x_B - x_C - x_E - x_F) = 0 \\ L_1 \sqrt{1-x_1^2} + L_2 \sqrt{1-x_2^2} - L_3 \sqrt{1-x_3^2} + L_4 \sqrt{1-x_4^2} - (Y_F - Y_A - y_A - y_B - y_C - y_E - y_F) = 0 \\ L_1 x_1 + L_2 x_2 + U x_3 + V \sqrt{1-x_3^2} - (X_D - X_A - x_A - x_B - x_C - x_D) = 0 \\ L_1 \sqrt{1-x_1^2} + L_2 \sqrt{1-x_2^2} + V x_3 - U \sqrt{1-x_3^2} - (Y_D - Y_A - y_A - y_B - y_C - y_D) = 0 \end{cases}$$

其中,  $U = L_6 \cos \theta_C, V = L_6 \sin \theta_C, F(\mathbf{X})$  在  $\mathbf{X}$  处的 Jacobi 矩阵为

$$F'(\mathbf{X}) = \begin{pmatrix} L_1 & L_2 & L_3 & L_4 \\ \frac{-x_1 L_1}{\sqrt{1-x_1^2}} & \frac{-x_2 L_2}{\sqrt{1-x_2^2}} & \frac{x_3 L_3}{\sqrt{1-x_3^2}} & \frac{-x_4 L_4}{\sqrt{1-x_4^2}} \\ L_1 & L_2 & U - \frac{x_3 V}{\sqrt{1-x_3^2}} & 0 \\ \frac{-x_1 L_1}{\sqrt{1-x_1^2}} & \frac{-x_2 L_2}{\sqrt{1-x_2^2}} & V + \frac{x_3 U}{\sqrt{1-x_3^2}} & 0 \end{pmatrix}$$

利用 Newton 迭代公式求解杆件的方位角:

$$x^{(k+1)} = x^{(k)} - [F'(x^{(k)})]^{-1} F(x^{(k)})$$

迭代初值取不考虑杆件长度误差和铰链间隙的理想情况下构件方位角的余弦值, 以保证迭代收敛。求得各杆件的方位角  $\theta$  后, 代入式(2)即可求得锁环 G 的位置坐标。

## 3 可靠度及灵敏度计算方法与分析流程

### 3.1 机构运动精度可靠度及灵敏度计算

采用蒙特卡罗法进行机构运动精度可靠性分析。根据各随机变量的分布参数, 随机抽取  $N$  组样本, 计算每组样本数据对应的锁环位置, 记录发生失效的次数  $n$ 。由蒙特卡罗法的原理知, 落入失效域  $F$  内样本点的个数  $n'$  与总样本个数  $N$  之比即为失效概率的估计值  $P_f^{[11]}$ , 则机构的运动精度可靠度为

$$P_r = 1 - P_f = 1 - n'/N \quad (12)$$

为了比较不同分布参数对失效概率的影响, 需消除基本变量量纲对可靠性灵敏度的影响, 进行失效概率对分布参数的量纲一灵敏度分析, 即

$$S_{\theta_{x_i}}^{(k)} = \frac{\partial P_f / P_f}{\partial \theta_{x_i}^{(k)} / \sigma_{x_i}} \quad (13)$$

式中,  $\theta_{x_i}^{(k)}$  为基本变量  $x_i$  的分布参数。

### 3.2 可靠性分析流程

机构的运动精度可靠性分析流程如图 3 所示, 可概括为以下步骤。

(1) 认为机构是理想的, 即不计杆件误差和运动副间隙, 利用动力学软件进行机构动力学分析, 找出机构在运动过程中杆件的位置、速度及铰链处受到的载荷随时间的变化规律。

(2) 基于上述已知条件, 利用有限元方法或材料力学方法求解杆件变形量, 利用 Archard 磨损模型求解铰链磨损量。

(3) 结合加工误差和变形量给出杆件长度的分布参数, 结合装配间隙及磨损量给出间隙矢量的分布参数。

(4) 随机抽样, 得到杆长及间隙矢量的样本值。

(5) 代入样本值, 求解含间隙机构的运动方程。如果机构精度不足, 则失效次数加 1。

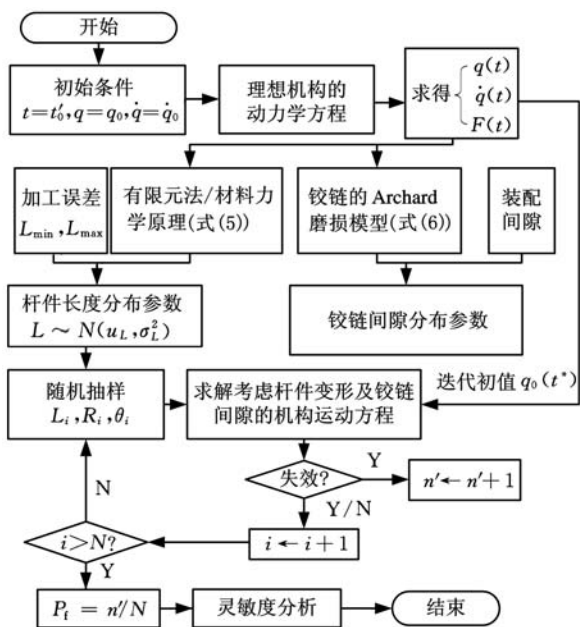


图3 机构运动精度可靠性分析流程

(6)返回步骤(4),直到样本量  $N$  后,计算失效概率  $P_f = n'/N$  及分布参数对可靠度的灵敏度。

#### 4 算例分析

在第2节给出的例子中,由锁钩的位置确定,当锁环垂直高度低于 2497 mm 时,无法实现上锁,认为机构定位失效。各杆的设计尺寸及加工误差限如表 1 所示,各铰链的配合参数如表 2 所示。

表 1 杆件的设计尺寸及加工误差限

名称	$L_1$	$L_2$	$L_3$	$L_4$	$L_5$	$L_6$	$L_7$	$L_8$
设计值(mm)	447.772	953	632.7	1069.56	300	535	2308.854	2724.773
加工误差(mm)	$\pm 0.1$	$\pm 0.1$	$\pm 0.1$	$\pm 0.1$	$\pm 0.1$	$\pm 0.1$	$\pm 0.1$	$\pm 0.1$
变形前标准差(mm)	0.0333	0.0333	0.0333	0.0333	0.0333	0.0333	0.0333	0.0333
变形后均值(mm)	447.772	953.921	632.7	1069.56	300	535	2308.854	2724.773
变形后标准差(mm)	0.0333	0.0568	0.0333	0.0333	0.0333	0.0333	0.0333	0.0333

表 2 铰链的配合参数

铰链	A	B	C	D	E	F
配合等级	$\phi 23 H8/f7$	$\phi 25 H8/f7$	$\phi 25 H8/f7$	$\phi 30 H8/f7$	$\phi 20 H8/f7$	$\phi 20 H8/f7$
铰链宽度(mm)	52×6	78	78	80	30	30
间隙	下限(mm)	0.02	0.02+0.000 152n	0.02+0.000 421n	0.02+0.000 22n	0.02
	上限(mm)	0.074	0.074	0.074+0.000 152n	0.074+0.000 421n	0.074+0.000 22n

计算得到不同开闭次数下锁环垂直高度分布,如图 4 所示。机构可靠度随着开闭次数的退化趋势如图 5 所示。可见随着开闭次数增加,铰链磨损量增大,机构运动精度可靠度明显降低。

计算得到各随机变量分布参数对机构运动精度失效概率的灵敏度,如图 6 所示,由图 6a 可以看出,杆件 3、4、8 均值参数的灵敏度始终为负值,即长度均值越大,失效概率越低;其余杆件长度均值的灵敏度始终为正值,即长度均值越大,失效概率越高;从数值大小来看,杆件 1 和 7 负影响最

利用协同仿真技术,在 LMS Virtual Lab 中建立舱门收放机构的机电液一体化仿真模型。从结果看出,杆件  $L_2$  及铰链 C、D、E 所受的载荷较大。因此在运动精度分析时,只考虑杆件  $L_2$  的变形和铰链 C、D、E 的磨损,其余杆件变形及铰链磨损量忽略不计。

(1)杆件  $L_2$  变形量计算。该平面连杆机构中,杆件  $L_2$  是横截面面积为  $143 \text{ mm}^2$  的圆环,材料的杨氏模量为 70 GPa。由受力分析可得,舱门收到设计位置上锁前  $L_2$  受 9673 N 拉力。根据胡克定律,杆件  $L_2$  的弹性变形为

$$\Delta L_2 = \frac{F_N L_2}{EA} = \frac{9673 \times 953}{7 \times 10^{10} \times 143 \times 10^{-6}} = 0.921 \text{ mm}$$

取变异系数  $C = 0.05$ ,则  $\sigma_{\Delta L_2} = 0.046$ ,得到  $L_2 \sim N(953.921, 0.0568^2)$ 。

(2)铰链磨损量计算。摇臂材料为 30CrMnSiA,布氏硬度为  $2690 \text{ N/mm}^2$ ,磨损系数  $K = 1.5 \times 10^{-4}$ ,由 Archard 模型计算每个运动周期,铰链的磨损量为

$$\Delta r_C = n \int_0^t \frac{K_C p(t) \omega(t)}{360^\circ b H_C} dt = 0.000152n (\text{mm})$$

$$\Delta r_D = n \int_0^t \frac{K_D p(t) \omega(t)}{360^\circ b H_D} dt = 0.000421n (\text{mm})$$

$$\Delta r_E = n \int_0^t \frac{K_E p(t) \omega(t)}{360^\circ b H_E} dt = 0.00022n (\text{mm})$$

综合上述分析,可得舱门机构中杆件及铰链间隙的分布参数,如表 1 和表 2 所示。

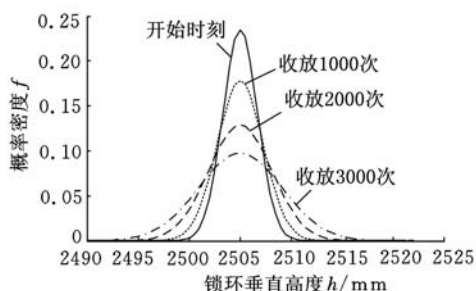


图 4 不同收放次数下锁环位置分布图

大,杆件 8 正影响最大。由图 6b 可以看出,所有杆件长度方差灵敏度均为正值,即方差越大,失效

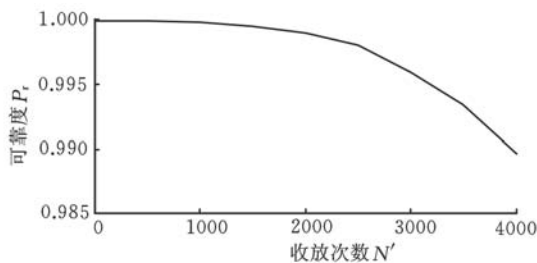
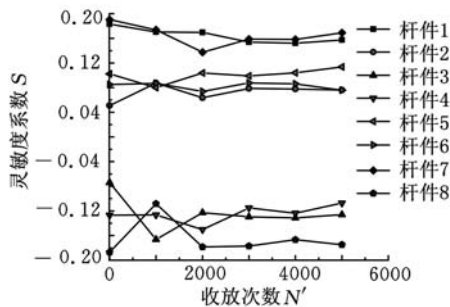
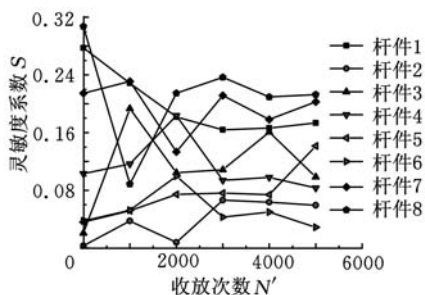


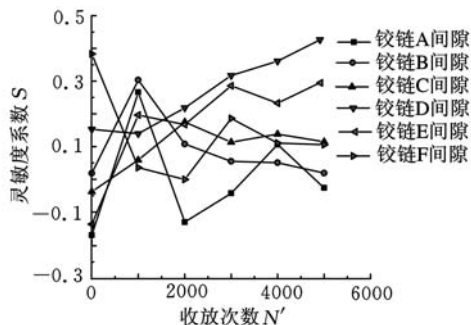
图 5 机构运动精度可靠度退化曲线



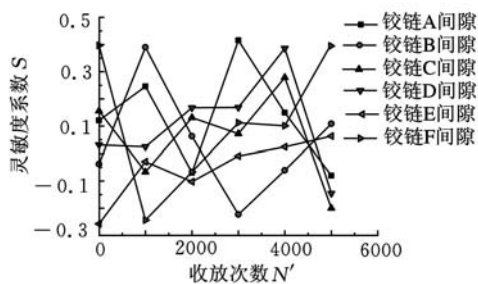
(a) 杆长均值灵敏度



(b) 杆长方差灵敏度



(c) 间隙均值灵敏度



(d) 间隙方差灵敏度

图 6 分布参数对失效概率灵敏度分析

概率越大,同长度参数影响效果一样,杆件 8、7、1 的方差参数对可靠度影响最为灵敏。由图 6c 看

出,铰链 D、E 的磨损导致其间隙均值灵敏度较大且呈上升趋势。因此,在加工时,要尽量避免杆件 1、7 的正公差和杆件 8 的负公差。在维护过程中要做好铰链 D、E 处的润滑工作。

### 5 结论

(1) 给出了考虑制造加工误差、装配间隙、结构变形、铰链磨损因素耦合影响下,平面连杆机构的精度可靠性分析方法。动力学分析时将铰链间隙用动量交换法建模,运动精度分析时将铰链间隙用无质量的连杆代替。

(2) 通过飞机舱门收放机构实例分析与计算,得到了不同收放次数下舱门的运动精度可靠度,结果显示,随着收放次数增加,机构的运动精度可靠度明显降低。铰链磨损对机构运动精度影响较大。

(3) 灵敏度分析结果显示,杆件 1、7、8 的均值和方差及铰链 D、E 处的间隙均值对失效概率影响最灵敏。并对制造和维护过程给出了指导意见。

### 参考文献:

[1] Wang J G, Zhang J F, Du X P. Hybrid Dimension for Mechanism Reliability Analysis with Random Joint Clearances[J]. Mechanism and Machine Theory, 2011, 46: 1396-1410.

[2] 黄玮,冯蕴雯,吕震宙,等.考虑铰链运动副间隙的机构运动可靠性分析模型[J].机械强度,2007,29(2): 264-268.  
Huang Wei, Feng Yunwen, Lü Zhenzhou, et al. Analytical Model of Mechanism Moving Reliability Taking Account of Kinematics Joint Gap[J]. Journal of Mechanical Strength, 2007, 29(2): 264-268.

[3] Flores P, Ambrosio J. Revolute Joints with Clearance in Multibody Systems [J]. Computers and Structures, 2004, 82: 1359-1369.

[4] 张义民,黄贤振,贺向东.不完全概率信息牛头刨床机构运动精度可靠性稳健设计[J].机械工程学报, 2009, 45(4): 105-110.  
Zhang Yimin, Huang Xianzhen, He Xiangdong. Reliability-based Robust Design for Kinematic Accuracy of the Shaper Mechanism under Incomplete Probability Information[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(4): 105-110.

[5] 成刚虎,王西珍.全自动平压平模切机肘杆机构运动精度可靠性分析[J].中国机械工程,2007,18(15): 1786-1789.  
Chen Ganghu, Wang Xizhen. Reliability Analysis for

# 基于参数对比的凸轮转子伺服马达优化设计

徐川辉<sup>1</sup> 王旭永<sup>1</sup> 张文俊<sup>1</sup> 苗中华<sup>2</sup>

1. 上海交通大学, 上海, 200240      2. 上海大学, 上海, 200072

**摘要:** 针对目前用于连续回转伺服驱动的液压马达品种类型不多的特点, 对一种新型的凸轮转子叶片马达进行了研究, 提出了基于参数对比的伺服马达优化设计方法。通过对过渡曲线压力角、马达排量公式、马达瞬时流量脉动率以及凸轮正压力的解析式推导及分析, 得出了压力角与凸轮大小半径、马达排量与凸轮轴向长度、流量脉动率与叶片厚度以及凸轮正压力与叶片径向长度之间的关系。通过仿真的参数对比, 得到了马达最关键的两个零件即凸轮转子和叶片的优化参数。基于该优化参数设计的液压凸轮转子叶片马达被成功地应用到连续回转电液伺服系统中, 并得到了良好的伺服精度, 从而证明了马达参数优化设计的可行性和有效性。

**关键词:** 凸轮转子; 叶片马达; 过渡曲线; 流量脉动; 伺服马达

中图分类号: TH122

DOI: 10.3969/j.issn.1004-132X.2014.18.002

## Optimal Design Theory of Cam-rotor Servomotor Based on Parameter Comparisons

Xu Chuanhui<sup>1</sup> Wang Xuyong<sup>1</sup> Zhang Wenjun<sup>1</sup> Miao Zhonghua<sup>2</sup>

1. Shanghai Jiaotong University, Shanghai, 200240      2. Shanghai University, Shanghai, 200072

**Abstract:** Because the type of hydraulic motor using for continuous revolving servo drive is not so much, research on a novel cam-rotor vane motor was carried out and an optimal design theory based on parameter comparisons was proposed herein. The relationships among the press angle and the cam radius, the motor displacement and the axial length of cam, the flow fluctuation rate and vane thickness, the positive pressure of the motor's cam and the radial length of vane were obtained based on the analytical derivation and analyses of pressure angle of transition curve, motor's displacement formula, motor's instantaneous flow fluctuation rate and positive pressure of the motor's cam. Optimized parameters of cam-rotor and vane which were the most important parts of the motor were obtained from the simulation comparisons of different parameters. The hydraulic servo cam rotor vane motor designed with the optimized parameters is successfully applied to the continuous revolving electro-hydraulic servo system and shows a very good servo precision, proves the feasibility and effectiveness of the optimal design theory herein.

**Key words:** cam-rotor; vane motor; transition curve; flow fluctuation; servo motor

## 0 引言

液压伺服马达是液压伺服系统的执行机构,

对液压伺服系统的性能有直接的影响。作为伺服系统用的马达在相关性能上与普通马达有着重大区别, 这体现在马达的摩擦特性、流量和转矩均匀特性、泄漏特性、结构刚性等多方面。而作为用于液压伺服系统驱动的执行件, 马达的这些特性对

收稿日期: 2013-05-08

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51275288, 51375293); 上海市科研创新资助项目(12YZ010)

Kinematics Accuracy on Elbow-bar Mechanism of Automatic Die Cutting Machine[J]. China Mechanism Engineering, 2007, 18(15): 1786-1789.

[6] Flores P. Modeling and Simulation of Wear in Revolute Clearance Joints in Multibody Systems [J]. Mechanism and Machine Theory, 2009, 44: 1211-1222.

[7] Archard J F. Contact and Rubbing of Flat Surfaces [J]. Journal of Applied Physics, 1953, 24: 123-128.

[8] 国志刚, 冯蕴雯, 冯元生. 铰链磨损可靠性分析及计算方法[J]. 西北工业大学学报, 2006, 24(5): 644-648.

Guo Zhigang, Feng Yunwen, Feng Yuansheng. Wear Reliability of Linkage under Periodic Loading [J]. Journal of Northwestern Polytechnical University,

2006, 24(5): 644-648.

[9] Mukras S, Kim N H, Mauntler N A, et al. Gregory Sawyer Analysis of Planar Multibody Systems with Revolute Joint Wear[J]. Wear, 2010, 268(5/6): 643-652.

[10] Jourdan F. Numerical Wear Modeling in Dynamics and Large Strains: Application to Knee Joint Prostheses[J]. Wear, 2006, 261(3/4): 283-292.

[11] 吕震宙, 宋述芳, 李洪双, 等. 机构可靠性及可靠性灵敏度分析[M]. 北京: 科学出版社, 2009.

(编辑 袁兴玲)

**作者简介:** 鹿 欢, 男, 1987年生。西北工业大学航空学院博士研究生。研究方向为机构系统运动仿真及可靠性分析。喻天翔, 男, 1977年生。西北工业大学航空学院副教授。宋笔锋, 男, 1963年生。西北工业大学航空学院教授、博士研究生导师, 长江学者。