

考虑铰链运动副间隙的机构运动可靠性分析模型^{*}

ANALYTICAL MODEL OF MECHANISM MOVING RELIABILITY TAKING ACCOUNT OF KINEMATICS JOINT GAP

黄 玮^{**} 冯蕴雯 吕震宙 冯元生

(西北工业大学 航空学院, 西安 710072)

HUANG Wei FENG YunWen LU ZhenZhou FENG YuanSheng

(School of Aeronautics, Northwestern Polytechnical University, P. O. Box 120, Xi'an 710072, China)

摘要 针对高速运动机构的特点, 补充考虑铰链式运动副间隙的机构运动可靠性分析模型, 并以曲柄滑块机构为例, 应用非连续接触模型和连续接触模型, 详尽分析运动副径向间隙和销轴位置的不确定性因素对机构运动可靠性的影响。

关键词 机构 可靠性 运动副间隙

中图分类号 TH112 TB114.3

Abstract The objective is to supplement the analytical model of mechanism moving reliability taking account of kinematics joint gap focusing on high velocity motion mechanism. Based on the theories of reliability engineering and mechanism probability design, the kinematical accuracy reliability for slider crank mechanism taking account of kinematics joint gap are analyzed by the continual contacting model and the non-continual contacting model. As an example, the study about slider crank mechanism is provided to show the relationship between joint-gap and kinematical reliability of mechanism.

Key words Mechanism; Reliability; Joint gap

Corresponding author: HUANG Wei, E-mail: hw_alddin@hotmail.com

The project supported by the National Natural Science Foundation of China (No. 10577015), the Aviation Foundation (No. 03B53008, 2006ZD53050) and the Genius Foundation of Northwestern Polytechnical University.

Manuscript received 20050328, in revised form 20050826.

1 引言

机构运动可靠性是机构系统或部件在规定使用条件下, 规定时间内完成规定运动功能的能力。实际机构的运动规律是由构成机构的各构件的几何形状和尺寸、质量、材料性能及作用在机构上的驱动力和工作阻力等因素决定的。对同一类机构, 由于制造误差、装配误差、使用时工作阻力、动力源及维护保养等差异存在, 它们的运动参数不尽相同; 即使对同一机构, 随着使用地点、环境及使用时间的变化也是一个变量。所以, 在上述影响因素为随机变量的情况下, 机构运动规律的输出参数也是一个多元随机变量。机构运动可靠性分析的主要任务是建立机构性能输出参数与影响机构性能输出参数变化的主要随机变量间函数或相关关系的数学模型。

关于机构运动较为系统的分析与研究, 可追溯到 1966 年勃鲁也维奇等人的工作; 而从概率统计学的角

度对机构运动的精度进行分析与综合, 则起始于 20 世纪 80 年代中期, 以色列学者 Sandler B Z^[1] 对齿轮机构和凸轮机构等的运动精度和动力精度作了深入的研究; Lee S J^[2] 对机构运动链中的速度和加速度的概率特性进行了分析。近年来, 国内在机构运动精度可靠性方面亦开展了许多工作^[3~11], 徐卫良等利用蒙特卡罗方法对空间机构中运动副间隙的概率特性进行数值模拟分析; 史天录^[3] 首次明确归纳出机构运动精度可靠性分析的基本原理。然而与机构的刚度可靠性问题研究相比, 有关机构运动可靠性问题的研究还较为薄弱, 其理论上也不尽完善, 目前仍有许多问题尚未很好解决。

Lee S J 在 1991 年提出“有效长度”理论, 建立铰链式运动副非连续接触的可靠性分析模型; 而本文认为非连续接触模型只适用于低速运动的机构。因此, 本文针对高速运动机构的特点, 补充建立与之相适应的运动副连续接触的可靠性分析模型, 并以实际工程中

^{*} 20050328 收到初稿, 20050826 收到修改稿。国家自然科学基金(10577015)、航空基金(2006ZD53050)、西北工业大学英才培养基金资助项目。

^{**} 黄 玮, 男, 1979 年 10 月生, 江西省南昌人, 汉族。西北工业大学航空学院博士研究生, 研究方向为结构机构可靠性分析和飞行器结构设计。

典型的曲柄滑块机构为例,根据机构运动可靠性分析理论,应用非连续接触模型和连续接触模型详尽分析运动副径向间隙和销轴位置的不确定性因素对机构运动可靠性的影响。

2 非连续接触模型

当机构运动速度较低,且受力较小,铰链式运动副中销轴和轴套套孔间分离的可能较大,主要是处于非连续接触状态^[3,5]。如图 1 所示,销轴在套孔中运动,销轴的中心在误差圆范围内随机分布。误差圆半径由套孔直径与销轴直径差决定。

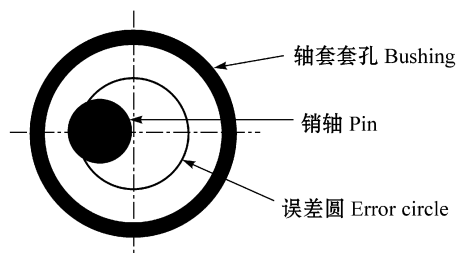


图 1 铰链式运动副的非连续接触模型

Fig. 1 Uncontinual contacting model of joint gap

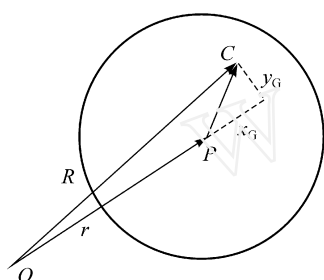


图 2 有效联接模型

Fig. 2 Effective linking model

图 2 为运动副非连续接触模型有效联接的示意图,将运动副联接放大, P 为套孔中心,连杆 OP 长为 r, C 点是销轴中心。由于间隙的存在, P 和 C 不重合,因此 OC 这个实际杆长度包括铰链运动副的径向间隙,称之为有效长度,设为 R。以往在求解机构运动误差时只考虑连杆的长度 r,现将运动副径向间隙也考虑进去,用有效长度 R 代替以前的 r。

由几何关系得出

$$R = \sqrt{(r + x_G)^2 + y_G^2} \quad (1)$$

式中 x_G 、 y_G 为销轴中心的局域坐标。局域坐标以 P 为圆心, x_G 以 OP 方向为正方向。

G 为运动副的径向间隙,也即误差圆半径,有

$$G = (d_{\text{套孔}} - d_{\text{销轴}})/2 \quad (2)$$

由于 C 点总在误差圆内运动,所以

$$x_G^2 + y_G^2 < G^2 \quad (3)$$

由于销轴中心 C 是在 G 之间随机分布的,因而 x_G 、 y_G 也具有随机性,它们是根据 G 的分布规律而定

的。假设均为正态分布,由概率知识得, x_G 的标准差为

$$\sigma_{x_G} = T_z/6 \quad (4)$$

式中 T_z 为运动副的径向公差,且 $T_z = 2G$ 。

对一批机构而言, G 是统计值,根据式 (2) 可知 G 的均值和方差分别有

$$E(G) = [E(d_{\text{套孔}}) - E(d_{\text{销轴}})]/2 \quad (5)$$

$$\sigma_G^2 = [D(d_{\text{套孔}}) + D(d_{\text{销轴}})]/4 \quad (6)$$

用 $E(G^2)$ 表示 G^2 的均值,则

$$\sigma_{x_G}^2 = E(G^2)/9 \quad (7)$$

根据方差定义,运动副径向间隙的方差为

$$\sigma_G^2 = E(G^2) - E^2(G) \quad (8)$$

综合式 (5) 和式 (6) 可得销轴中心局域坐标 x_G 的方差

$$\sigma_{x_G}^2 = [\sigma_G^2 + E^2(G)]/9 \quad (9)$$

同理可得 y_G 的方差

$$\sigma_{y_G}^2 = [\sigma_G^2 + E^2(G)]/9 \quad (10)$$

根据标准正态分布的对称性,可知 $E(x_G) = E(y_G) = 0$ 。

3 连续接触模型

当机构运动速度较高或受力较大时,铰链式运动副中销轴和轴套套孔间接触的可能较大,偶尔也会有相互分离的情况,但绝大多数时间内是处于连续接触状态的。显然用非连续接触模型分析该状态下的销轴中心局域坐标的随机特性是不合适的,因此在本文中补充建立铰链式运动副连续接触的可靠性分析模型。

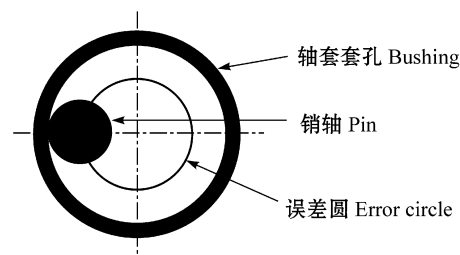


图 3 铰链式运动副连续接触模型

Fig. 3 Continual contacting model of joint gap

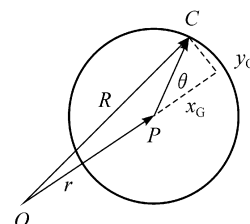


图 4 有效联接模型

Fig. 4 Effective linking model

如图 3 所示,销轴的中心应在误差圆上随机分布,图 4 为运动副非连续接触模型有效联接的示意图。由于 C 点总在误差圆上运动,所以

$$x_G^2 + y_G^2 = G^2 \quad (11)$$

通过上式可得 x_G 和 y_G 的表达式

$$\begin{cases} x_G = G \cos \theta \\ y_G = G \sin \theta \end{cases} \quad (12)$$

假设 G 服从正态分布,由分析可知 θ 应服从均匀分布,即 $G \sim N(\mu_G, \sigma_G^2)$ 和 $\theta \sim U(-\pi, \pi)$, 且 G 和 θ 是相互独立的随机变量。据概率知识可知,销轴中心局域坐标 x_G, y_G 的均值为

$$\begin{cases} E(x_G) = E(G) E(\cos \theta) \\ E(y_G) = E(G) E(\sin \theta) \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} E(x_G) = 0 \\ E(y_G) = 0 \end{cases} \quad (13)$$

式(11) 用均值形式表示有

$$E(x_G)^2 + E(y_G)^2 = E(G^2) \quad (14)$$

根据方差的定义

$$\begin{cases} \sigma_{x_G}^2 = E(x_G^2) - E^2(x_G) \\ \sigma_{y_G}^2 = E(y_G^2) - E^2(y_G) \\ \sigma_G^2 = E(G^2) - E^2(G) \end{cases} \quad (15)$$

因为销轴中心 C 是在 G 上随机分布的,所以 x_G, y_G 的随机特性应是相同的,综合式(14) 和式(15) 可求得销轴中心局域坐标 x_G, y_G 的方差为

$$\sigma_{x_G}^2 = [\sigma_G^2 + E^2(G)]/2 \quad (16)$$

$$\sigma_{y_G}^2 = [\sigma_G^2 + E^2(G)]/2 \quad (17)$$

所以,已知机构运动副中轴套套孔和销轴的特征值后,就可以知道运动副径向间隙 G 的随机特性,进而可求出销轴中心局域坐标 x_G, y_G 的特征值,分析运动副间隙对连杆有效长度的影响以及对机构运动可靠性的影响。

4 曲柄滑块机构的运动可靠性模型

以图 5 中对心曲柄滑块机构为例,分析铰链式运动副间隙的随机特性以及机构构件的随机特性对机构运动精度的影响。曲柄和连杆长度分别为 $OA = \frac{\Delta_{OA2}}{r_{OA\Delta_{OA1}}}$, $AB = \frac{\Delta_{AB2}}{r_{AB\Delta_{AB1}}}$, 曲柄与支座之间铰链运动副径向间隙为 $G_{1\Delta_{G11}}^{G12}$, 曲柄与连杆之间铰链运动副径向间隙为 $G_{2\Delta_{G21}}^{G22}$, 连杆与滑块 B 之间铰链运动副径向间隙为 $G_{3\Delta_{G31}}^{G32}$, $AOB = \alpha$ 。该机构处于运动状态时,要求其滑块 B 的位置极限误差不超过 δ_0 。分别应用铰链式运动副非连续接触模型和上小节中提出的连续接触模型,确定其运动精度的可靠性。

根据本节理论,用有效长度 R 代替实际杆长 r ,由滑块 B 的位置表达式

$$Y = r_{OA} \cos \alpha + \sqrt{r_{AB}^2 - r_{OA}^2 \sin^2 \alpha}$$

替换后

$$Y = R_{OA} \cos \alpha + \sqrt{R_{AB}^2 - R_{OA}^2 \sin^2 \alpha}$$

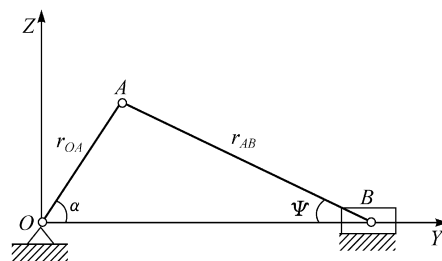


图 5 对心曲柄滑块机构

Fig. 5 Slider-crank mechanism

滑块 B 的位置偏差为

$$\Delta Y = \left[\cos \alpha - \frac{R_{OA} \sin^2 \alpha}{\sqrt{R_{AB}^2 - R_{OA}^2 \sin^2 \alpha}} \right] \Delta R_{OA} + \frac{R_{AB}}{\sqrt{R_{AB}^2 - R_{OA}^2 \sin^2 \alpha}} \Delta R_{AB}$$

式中 ΔR 表示有效长度 R 的公差。滑块 B 位置偏差的均值为

$$\mu_{\Delta Y} = E \left[\cos \alpha - \frac{R_{OA} \sin^2 \alpha}{\sqrt{R_{AB}^2 - R_{OA}^2 \sin^2 \alpha}} \right] \mu_{\Delta R_{OA}} + E \left[\frac{R_{AB}}{\sqrt{R_{AB}^2 - R_{OA}^2 \sin^2 \alpha}} \right] \mu_{\Delta R_{AB}}$$

曲柄和连杆的有效长度的表达式分别为

$$R_{OA}^2 = (r_{OA} + x_{G1})^2 + y_{G1}^2$$

$$R_{AB}^2 = (r_{AB} + x_{G2} + x_{G3})^2 + (y_{G2} + y_{G3})^2$$

其均值也应满足

$$E^2(R_{OA}) = E^2(r_{OA}) + 2E(r_{OA})E(x_{G1}) + E^2(x_{G1}) + E^2(y_{G1})$$

$$E^2(R_{AB}) = E^2(r_{AB}) + E^2(x_{G2}) + E^2(x_{G3}) + E^2(y_{G2}) + E^2(y_{G3}) + 2[E(r_{AB})E(x_{G2}) + E(r_{AB})E(x_{G3}) + E(y_{G2})E(y_{G3})]$$

在式中 r 和 R 分别表示同一机构连杆的实际尺寸和有效尺寸。由上文已知 $E(x_G) = E(y_G) = 0$, 则对于同一连杆的有效尺寸和实际尺寸的均值可知 $E(R) = E(r)$ 。连杆有效尺寸和实际尺寸的随机性可分别表示为 $R = R^* + \Delta R$ 和 $r = r^* + \Delta r$ (“ $*$ ”表示理想值, Δ 表示公差), 有效尺寸和实际尺寸的理想值应是相等的 ($R^* = r^*$), 而连杆有效尺寸的公差 ΔR 是来源于原始实际尺寸的公差 Δr 的, 又由于 $E(R) = E(r)$ 且 $E(x_G) = E(y_G) = 0$, 即运动副间隙的引入不会改变公差 ΔR 的均值。因此连杆有效尺寸公差 ΔR 的均值应与原始实际尺寸公差 Δr 的均值相等, 与变量的名义尺寸与均值是否相等无关, 即 $E(\Delta R) = E(\Delta r)$ 。则滑块 B 位置偏差的均值可表示为

$$\mu_{\Delta Y} = \left[\cos \alpha - \frac{\bar{r}_{OA} \sin^2 \alpha}{\sqrt{\bar{r}_{AB}^2 - \bar{r}_{OA}^2 \sin^2 \alpha}} \right] \mu_{\Delta r_{OA}} + \frac{\bar{r}_{AB}}{\sqrt{\bar{r}_{AB}^2 - \bar{r}_{OA}^2 \sin^2 \alpha}} \mu_{\Delta r_{AB}}$$

$$\left[\frac{\bar{r}_{OA}}{\sqrt{r_{OA}^2 - \bar{r}_{AB}^2 \sin^2 \alpha}} \right] \mu_{\Delta r_{AB}}$$

由此看出有效长度 R 代替实际杆长 r 后,对滑块 B 位置偏差的均值没有影响。

1) 应用非连续接触模型^[5]

为了演算和表示方便,滑块 B 的位置表达式可写成 $Y = Y(r_{OA}, r_{AB}, x_{G1}, x_{G2}, x_{G3}, y_{G1}, y_{G2}, y_{G3})$, 位置偏差的方差可表示为

$$\sigma_Y^2 = \left\{ \frac{\partial Y}{\partial r_{OA}} \right\}^2 \sigma_{r_{OA}}^2 + \left\{ \frac{\partial Y}{\partial x_{G1}} \right\}^2 \sigma_{x_{G1}}^2 + \left\{ \frac{\partial Y}{\partial y_{G1}} \right\}^2 \sigma_{y_{G1}}^2 + \left\{ \frac{\partial Y}{\partial r_{AB}} \right\}^2 \sigma_{r_{AB}}^2 + \left\{ \frac{\partial Y}{\partial x_{G2}} \right\}^2 \sigma_{x_{G2}}^2 + \left\{ \frac{\partial Y}{\partial y_{G2}} \right\}^2 \sigma_{y_{G2}}^2 + \left\{ \frac{\partial Y}{\partial x_{G3}} \right\}^2 \sigma_{x_{G3}}^2 + \left\{ \frac{\partial Y}{\partial y_{G3}} \right\}^2 \sigma_{y_{G3}}^2$$

因为 $R_{OA}^2 = (r_{OA} + x_{G1})^2 + y_{G1}^2$, 有 $2R_{OA} \partial R_{OA} = 2(r_{OA} + x_{G1}) \partial r_{OA}$ 。 R_{OA} 、 r_{OA} 、 x_{G1} 用均值 $\bar{R}_{OA}$ 、 $\bar{r}_{OA}$ 、 $\bar{x}_{G1}$ 代入则

$$\frac{\partial R_{OA}}{\partial r_{OA}} = \frac{\bar{r}_{OA} + \bar{x}_{G1}}{\bar{R}_{OA}}$$

所以

$$\frac{\partial Y}{\partial r_{OA}} = \frac{\partial Y}{\partial R_{OA}} \frac{\partial R_{OA}}{\partial r_{OA}} = \frac{\partial Y}{\partial R_{OA}} \frac{\bar{r}_{OA} + \bar{x}_{G1}}{\bar{R}_{OA}}$$

又因为 $\bar{x}_{G1} = \bar{y}_{G1} = 0$, $\bar{r}_{OA} = \bar{R}_{OA}$, 则

$$\frac{\partial Y}{\partial r_{OA}} = \frac{\partial Y}{\partial R_{OA}}$$

同理可得

$$\frac{\partial Y}{\partial x_{G1}} = \frac{\partial Y}{\partial R_{OA}} \text{ 和 } \frac{\partial Y}{\partial y_{G1}} = 0$$

因为 $R_{AB}^2 = (r_{AB} + x_{G2} + x_{G3})^2 + (y_{G2} + y_{G3})^2$, 根据上述方法可得

$$\frac{\partial Y}{\partial r_{AB}} = \frac{\partial Y}{\partial R_{AB}} \quad \frac{\partial Y}{\partial x_{G2}} = \frac{\partial Y}{\partial R_{AB}} \quad \frac{\partial Y}{\partial x_{G3}} = \frac{\partial Y}{\partial R_{AB}} \\ \frac{\partial Y}{\partial y_{G2}} = 0 \quad \frac{\partial Y}{\partial y_{G3}} = 0$$

用 μ_G 和 σ_G 分别表示运动副径向间隙的均值和方差, 那么有

$$\mu_G = \bar{G}_1 \\ \sigma_G = \frac{\Delta G_{12} - \Delta G_{11}}{6}$$

根据本节中推导出的 σ_{x_G} 、 σ_{y_G} 与 μ_G 、 σ_G 的关系, 综合可得滑块 B 位置偏差的方差

$$\sigma_Y^2 = \left\{ \frac{\partial Y}{\partial r_{OA}} \right\}^2 (\sigma_{r_{OA}}^2 + \sigma_{x_{G1}}^2) + \left\{ \frac{\partial Y}{\partial r_{AB}} \right\}^2 (\sigma_{r_{AB}}^2 + \sigma_{x_{G2}}^2 + \sigma_{x_{G3}}^2) = \left\{ \frac{\partial Y}{\partial r_{OA}} \right\}^2 \left[\frac{(\Delta OA2 - \Delta OA1)^2}{36} + \frac{(\Delta G_{12} - \Delta G_{11})^2}{324} + \frac{\bar{G}_1^2}{9} \right] + \left\{ \frac{\partial Y}{\partial r_{AB}} \right\}^2 \left[\frac{(\Delta AB2 - \Delta AB1)^2}{36} + \frac{(\Delta G_{22} - \Delta G_{21})^2}{324} + \frac{\bar{G}_2^2}{9} + \frac{(\Delta G_{32} - \Delta G_{31})^2}{324} + \frac{\bar{G}_3^2}{9} \right]$$

$$\frac{(\Delta G_{22} - \Delta G_{21})^2}{324} + \frac{\bar{G}_2^2}{9} + \frac{(\Delta G_{32} - \Delta G_{31})^2}{324} + \frac{\bar{G}_3^2}{9}$$

2) 应用连续接触模型

因为 $y_G^2 = G^2 - x_G^2$, 代入曲柄和连杆的有效长度的表达式分别为

$$R_{OA}^2 = (r_{OA} + x_{G1})^2 + (G_1^2 - x_{G1}^2) \\ R_{AB}^2 = (r_{AB} + x_{G2} + x_{G3})^2 + (\sqrt{G_2^2 - x_{G2}^2} + \sqrt{G_3^2 - x_{G3}^2})^2$$

又因为滑块 B 的位置表达式可写成 $Y = Y(r_{OA}, r_{AB}, x_{G1}, x_{G2}, x_{G3}, G_1, G_2, G_3)$, 根据非连续接触模型的类似分析方法, 可知

$$\frac{\partial Y}{\partial r_{OA}} = \frac{\partial Y}{\partial R_{OA}}, \frac{\partial Y}{\partial x_{G1}} = \frac{\partial Y}{\partial R_{OA}}, \frac{\partial Y}{\partial G_1} = \frac{\partial Y}{\partial R_{OA}} \frac{\bar{G}_1}{\bar{r}_{OA}} \\ \frac{\partial Y}{\partial r_{AB}} = \frac{\partial Y}{\partial R_{AB}}, \frac{\partial Y}{\partial x_{G2}} = \frac{\partial Y}{\partial R_{AB}}, \frac{\partial Y}{\partial x_{G3}} = \frac{\partial Y}{\partial R_{AB}} \\ \frac{\partial Y}{\partial G_2} = \frac{\partial Y}{\partial G_3} = \frac{\partial Y}{\partial R_{AB}} \frac{\bar{G}_2 + \bar{G}_3}{\bar{r}_{AB}}$$

根据本节中推导出的 σ_{x_G} 、 σ_{y_G} 与 μ_G 、 σ_G 的关系, 位置偏差的方差可表示为

$$\sigma_Y^2 = \left\{ \frac{\partial Y}{\partial r_{OA}} \right\}^2 \sigma_{r_{OA}}^2 + \left\{ \frac{\partial Y}{\partial x_{G1}} \right\}^2 \sigma_{x_{G1}}^2 + \left\{ \frac{\partial Y}{\partial G_1} \right\}^2 \sigma_{G_1}^2 + \left\{ \frac{\partial Y}{\partial r_{AB}} \right\}^2 \sigma_{r_{AB}}^2 + \left\{ \frac{\partial Y}{\partial x_{G2}} \right\}^2 \sigma_{x_{G2}}^2 + \left\{ \frac{\partial Y}{\partial G_2} \right\}^2 \sigma_{G_2}^2 + \left\{ \frac{\partial Y}{\partial x_{G3}} \right\}^2 \sigma_{x_{G3}}^2 + \left\{ \frac{\partial Y}{\partial G_3} \right\}^2 \sigma_{G_3}^2 = \left\{ \frac{\partial Y}{\partial r_{OA}} \right\}^2 \times \left[\frac{(\Delta OA2 - \Delta OA1)^2}{36} + \frac{(\Delta G_{12} - \Delta G_{11})^2}{72} + \frac{\bar{G}_1^2}{2} + \frac{(\Delta G_{12} - \Delta G_{11})^2 \bar{G}_1^2}{36 \bar{r}_{OA}^2} \right] + \left\{ \frac{\partial Y}{\partial r_{AB}} \right\}^2 \times \left[\frac{(\Delta AB2 - \Delta AB1)^2}{36} + \frac{(\Delta G_{22} - \Delta G_{21})^2}{72} + \frac{\bar{G}_2^2}{2} + \frac{(\Delta G_{32} - \Delta G_{31})^2}{72} + \frac{\bar{G}_3^2}{2} + \frac{(\Delta G_{22} - \Delta G_{21})^2 (\bar{G}_2 + \bar{G}_3)^2}{36 \bar{r}_{AB}^2} + \frac{(\Delta G_{32} - \Delta G_{31})^2 (\bar{G}_2 + \bar{G}_3)^2}{36 \bar{r}_{AB}^2} \right]$$

5 算例

用上述方法得到滑块 B 位置偏差的随机特性后, 即可确定该机构运动可靠性。现给定上述机构参数的具体数值, $OA = 500 \text{ mm} \pm 5 \text{ mm}$, $AB = 1000 \text{ mm} \pm 10 \text{ mm}$, $R_{C1} = 2 \text{ mm} \pm 0.6 \text{ mm}$, $R_{C2} = 2.5 \text{ mm} \pm 0.6 \text{ mm}$, $R_{C3} = 3 \text{ mm} \pm 0.6 \text{ mm}$, $\delta_0 = 9 \text{ mm}$ 。该机构在各运动状态时的失效概率列于表 1 中。

表 1 对心曲柄滑块机构的运动精度失效概率

Tab. 1 Failure probability of slider-crank mechanism moving reliability

AOB = α	考虑铰链运动副径向间隙的失效概率		不考虑铰链运动副径向间隙的失效概率
	Considering joint gap		Unconsidering joint gap
	非连续接触模型 Uncontinual contacting model	连续接触模型 Continual contacting model	
0	0.036 047 123	0.057 407 798	0.029 973 712
15	0.035 465 332	0.056 545 613	0.029 485 482
30	0.034 287 21	0.054 778 845	0.028 501 796
45	0.033 857 693	0.054 086 286	0.028 156 481
60	0.035 346 143	0.056 205 402	0.029 432 051
75	0.038 649 373	0.060 937 962	0.032 249 063
90	0.042 093 277	0.065 817 993	0.035 193 877
105	0.043 729 174	0.068 137 528	0.036 589 402
120	0.043 000 115	0.067 170 941	0.035 947 469
135	0.040 799 823	0.064 131 612	0.034 045 348
150	0.038 390 277	0.060 747 513	0.031 975 662
165	0.036 662 436	0.058 289 441	0.030 498 442
180	0.036 047 123	0.057 407 798	0.029 973 712

6 结论

本文根据机构运动可靠性分析理论,将“有效长度”理论应用到曲柄滑块机构的运动可靠性研究中,建立铰链式运动副连续接触的可靠性分析模型。考虑铰链式运动副径向间隙的机构输出运动偏差的方差公式,即把构件基本尺寸误差的方差再叠加铰链运动副局域坐标的方差和径向间隙的方差。这样,在求解机构运动输出误差时,不仅考虑了构件基本尺寸的制造误差,而且又考虑了铰链运动副的径向间隙。

根据算例可以看到,虽然铰链运动副的径向间隙很小,但会使机构运动精度可靠性明显降低,严重影响机构输出运动,不可以忽略不计。而且对于高速运动机构,应用连续接触模型分析,铰链运动副的径向间隙对机构运动精度可靠性的影响更大。

参考文献 (References)

- 1 Sandler B Z 著,马培荪,马烈,译. 机构概率设计. 北京:科学出版社,1991.
Sandler B Z. Probability approach to mechanisms. Beijing: Science Press, 1984 (In Chinese).

- 2 Lee S J, Reddy J N. The Determination of the probabilistic of velocities accelerations in kinematic chain with uncertainty. Transmissions and Automations in Design, 1991, 13.
- 3 史天录. 机构可靠性研究 [博士学位论文]. 西安: 西北工业大学, 1995.
Shi T L. Research on the mechanistic reliability [Ph D Thesis]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 1995 (In Chinese).
- 4 师忠秀, 王 锋. 机构运动精度可靠性分析方法的研究. 机械科学与技术, 1997, 16(1): 115 ~ 121.
Shi Z X, Wang F. Research on the approach of mechanism accuracy reliability analysis. Mechanical Science and Technology, 1997, 16(1): 115 ~ 121 (In Chinese).
- 5 罗继曼, 孙志礼. 对曲柄滑块机构运动精度可靠性模型的研究. 机械科学与技术, 2002, 21(6): 959 ~ 962.
Luo J M, Sun Z L. Research on the motion reliability design model of slider-crank mechanism. Mechanical Science and Technology, 2002, 21(6): 959 ~ 962 (In Chinese).
- 6 王银燕, 望梦亚, 王 善. 柴油机曲柄连杆机构运动精度可靠性分析. 哈尔滨工业大学学报, 1998, 19(5): 29 ~ 32.
Wang Y Y, Wang M Y, Wang S. A kind of reliability analysis of movement precision of crank connecting rod mechanism of diesel engine. Journal of Harbin Engineering University, 1998, 19(5): 29 ~ 32 (In Chinese).
- 7 李业农, 施祖康. 机构运动可靠度的研究. 兵工学报, 2003, 24(1): 93 ~ 96.
Li Y N, Shi Z K. A study on the motion reliability of mechanisms. Acta Armamentaria, 2003, 24(1): 93 ~ 96 (In Chinese).
- 8 陈建军, 陈 勇, 崔明涛, 等. 基于运动精度可靠性的平面四杆机构优化设计. 机械科学与技术, 2002, 21(6): 940 ~ 943.
Chen J J, Chen Y, Cui M T, et al. Optimization design for flat four-bar mechanism based on reliability of kinematic accuracy. Mechanical Science and Technology, 2002, 21(6): 940 ~ 943 (In Chinese).
- 9 孟宪举, 师忠秀, 詹敏晶, 等. 连杆机构运动误差概率特性分析. 机械设计, 2003, 20(1): 47 ~ 49.
Meng X J, Shi Z X, Zhan M J, et al. Analysis on probabilistic characteristics of motion error in link mechanism. Journal of Machine Design, 2003, 20(1): 47 ~ 49 (In Chinese).
- 10 张世安, 黄靖远, 郭惠昕, 等. 摆线针轮行星减速器的模糊可靠性优化设计. 机械强度, 2002, 24(3): 458 ~ 462.
Zhang S A, Huang J Y, Guo H X, et al. Fuzzy reliability optimal design of cycloidal pinwheel planetary gear speed reducer. Journal of Mechanical Strength, 2002, 24(3): 458 ~ 462 (In Chinese).
- 11 贾少澎, 冯元生. 平面四连杆弹性机构的疲劳可靠性分析. 机械强度, 1998, 20(2): 134 ~ 137.
Jia S P, Feng Y S. The fatigue reliability analysis of planar four-bar linkage elastic mechanism. Journal of Mechanical Strength, 1998, 20(2): 134 ~ 137 (In Chinese).