M 型预制袋袋口折合机构运动精度可靠性优化

王婧月[1]，陆佳平[1*]，王利强[1,2]
（1.江南大学，江苏 无锡 214122；
2.江苏省食品先进制造装备技术重点实验室，江苏 无锡 214122）

摘要：目的 为提高 M 型预制袋包装机袋口折合机构轨迹输出点的运动精度，对袋口折合机构进行运动精度可靠性优化。**方法** 在运动学分析的基础上，用环路增量法建立考虑杆长误差时袋口折合机构的位置误差模型，接着对轨迹输出点进行可靠性分析及蒙特卡洛法验证，通过灵敏度分析确定关键误差影响因素，最后进行运动精度可靠性优化。**结果** 建立的可靠性模型可以有效地反映杆长误差对机构运动精度的影响，x 分量轨迹的可靠度由 82.5%提高至 92.91%，y 分量轨迹可靠度由 65.34%提高至 89%。**结论** 经过可靠性优化能够使袋口折合机构运动精度满足设计要求。

关键词：包装机械；M 型预制袋；袋口折合机构；运动精度；灵敏度；可靠性优化
中图分类号：TH112 **文献标识码：**A **文章编号：**1001-3563(2023)23-0191-07
DOI：10.19554/j.cnki.1001-3563.2023.23.023

Reliability Optimization of Opening Folding Mechanism Movement Accuracy of M-shaped Prefabricated Bags

WANG Jing-yue[1], *LU Jia-ping*[1*], *WANG Li-qiang*[1,2]
(1. Jiangnan University, Jiangsu Wuxi 214122, China; 2. Jiangsu Key Laboratory of Advanced Food Manufacturing Equipment & Technology, Jiangsu Wuxi 214122, China)

ABSTRACT: The work aims to improve the kinematic accuracy of the trajectory output point of the M-shaped prefabricated bag opening folding mechanism, and optimize the kinematic accuracy reliability of the opening folding mechanism. Based on kinematic analysis, a position error model of the opening folding mechanism considering rod length errors was established according to the loop increment method. Then, reliability analysis and Monte Carlo verification were performed on the trajectory output points, and key error influencing factors were determined through sensitivity analysis. Finally, reliability optimization of motion accuracy was performed. The results showed that the reliability model established could effectively reflect the impact of rod length errors on the kinematic accuracy of the mechanism. The reliability of the x-component trajectory was increased from 82.5% to 92.91%, and the reliability of the y-component trajectory was increased from 65.34% to 89%. In summary, the reliability optimization can make the movement accuracy of the opening folding mechanism meet the design requirements.

KEY WORDS: packaging machinery; M-shaped prefabricated bag; opening folding mechanism; kinematic accuracy; sensitivity; reliability optimization

M 型预制袋是一种工业上常用的柔性包装容器，它是由筒状薄膜经支撑板撑起四周，插边轮将薄膜侧面沿着中线折入，使左右两侧面折成 M 字形制成的。M 型预制袋在经过充填后，形成了自由开放袋口，需

收稿日期：2023-03-30
基金项目：自主研究课题资助项目（FMZ201902）
*通信作者

要用折合机构对袋口进行折合，使得 M 型预制袋按预定边要求再次折叠完成袋口的闭合。但由于机构轨迹输出点的运动精度将直接影响 M 型预制袋袋口折合工序的可靠性，且多连杆机构的运动误差具有累积效应，所以有必要探究无法消除的随机误差对 M 型预制袋袋口折合机构运动精度的影响。

平面连杆机构的随机误差主要有构件的尺寸误差、运动副的间隙、运动副轴线的歪斜等[1]。目前国内外学者已经对可靠性问题进行了大量的研究，并取得了丰硕的成果[2-6]。然而，这些可靠性的相关理论却较少运用于包装机械领域[7-11]。

针对 M 型预制袋在折合工序时对袋口折合机构轨迹输出点的高精度要求以及目前包装机械领域在运动精度可靠性方面研究的不足，基于环路增量法建立考虑杆长尺寸误差时的运动误差模型。在此基础上分析了袋口折合机构的点位置可靠度以及轨迹可靠度，并用蒙特卡洛方法进行验证，通过灵敏度分析模型讨论各杆件制造误差标准差对机构运动精度的影响程度，并找到影响机构运动精度的关键因素。最后综合灵敏度信息和成本进行袋口折合机构可靠性优化。

1 M 型预制袋袋口折合机构运动学分析

袋口折合机构对称分布于 M 型预制袋的两侧，单侧机构的运动简图如图 1 所示。该机构由哈特第二连杆机构演化，含有 8 杆 10 副，自由度为 1。其中 3 副构件杆 4 和杆 2 的夹角以及固接在一起的杆 GE'、$E'P'$ 之间的夹角均为定值 180°。在理想条件下由主动构件杆 1 带动，可以使 P、G、P' 3 点分别沿 y 轴负方向、x 轴负方向、y 轴正方向作精确直线运动（即 $x_P=y_G=x_{P'}=0$），从而实现 M 型预制袋袋口的折合。

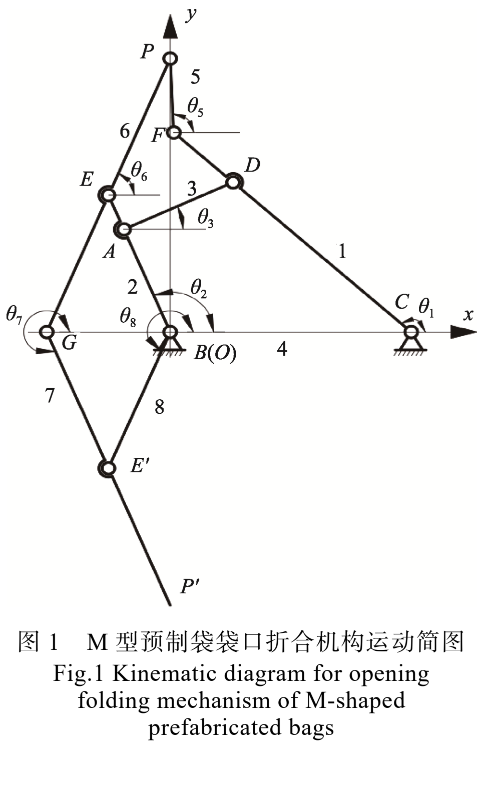


图 1 M 型预制袋袋口折合机构运动简图
Fig.1 Kinematic diagram for opening folding mechanism of M-shaped prefabricated bags

综上所述轨迹输出点 P、G、P' 3 点的运动精度将直接影响 M 型预制袋袋口折合工序的可靠性，但根据多连杆机构误差累积作用，以运动误差最大的点 P'进行运动精度可靠性分析。根据 3 个环路的矢量封闭方程，建立机构运动方程式（1）。

$$\begin{aligned}&l_{BA}e^{i\theta_2}+l_3e^{i\theta_3}=l_4+l_{CD}e^{i\theta_1}\\&l_2e^{i\theta_2}+l_{EP}e^{i\theta_4}=l_4+l_1e^{i\theta_1}+l_5e^{i\theta_5}\\&l_8e^{i\theta_8}+l_{E'G}e^{i(\pi-\theta_7)}+l_{GE}e^{i\theta_6}=l_2e^{i\theta_2}\end{aligned}\quad(1)$$

其中 θ_n 和 l_n 为分别为运动学参数和杆长尺寸，用欧拉公式将式（1）实部虚部分离得到：

$$\begin{cases}l_{BA}\cos\theta_2+l_3\cos\theta_3=l_4+l_{CD}\cos\theta_1\\l_{BA}\sin\theta_2+l_3\sin\theta_3=l_{CD}\sin\theta_1\\l_2\cos\theta_2+l_{EP}\cos\theta_6=l_4+l_1\cos\theta_1+l_5\cos\theta_5\\l_2\sin\theta_2+l_{EP}\sin\theta_6=l_1\sin\theta_1+l_5\sin\theta_5\\l_8\cos\theta_8+l_{E'G}\cos(\pi-\theta_7)+l_{GE}\cos\theta_6=l_2\cos\theta_2\\l_8\sin\theta_8+l_{E'G}\sin(\pi-\theta_7)+l_{GE}\sin\theta_6=l_2\sin\theta_2\end{cases}\quad(2)$$

在直角坐标系下，轨迹输出点 P'的坐标值可以写为

$$\begin{aligned}&x=l_4+l_1\cos\theta_1+l_5\cos\theta_5-l_6\cos\theta_6+l_7\cos\theta_7\\&y=l_1\sin\theta_1+l_5\sin\theta_5-l_6\sin\theta_6+l_7\sin\theta_7\end{aligned}\quad(3)$$

在理想条件下，若已知各杆件长度 l_n^* 和输入角 θ_1，可以根据式（2）求出理想条件下的各方位角 $\theta_n^*(n=1,\ 2,\ ...,\ 8)$，再根据式（4）可以求出理想条件下 P'点的坐标值 x^*、y^*。

2 袋口折合机构点位置可靠性分析

由于随机误差的存在，当广义坐标 θ_1 相同时，实际机构与理想机构 P'点的位置总会有一定的偏差。以 x、y 为轨迹输出点的实际位置坐标，以 x^*、y^*为轨迹输出点的理想位置坐标，则可定义机构轨迹输出点的位置误差为：

$$\begin{aligned}&\Delta x=g_x(\theta_1,X)=x-x^*\\&\Delta y=g_y(\theta_1,X)=y-y^*\end{aligned}\quad(4)$$

同样的，以 θ_n 为机构各构件的实际方位角，以 θ_n^* 为机构各构件的理想方位角，则可定义方位角误差为：

$$\Delta\theta_n=\theta_n-\theta_n^*\quad n=1,\ 2,\ ...,\ 8\quad(5)$$

式中：X 为构件的随机误差，这篇文章中主要分析杆件尺寸误差 Δl_n 对机构运动精度的影响。构建运动输出误差的数学模型有多种方法，如微分法、转换机构法、矩阵法、微小位移合成法、环路增量法等。根据袋口折合机构杆件数目多的特点，选用环路增量法构建机构运动误差模型。

2.1 考虑杆长尺寸误差的运动误差模型

假设不考虑主动构件杆 1 的输入误差和机架 4 的安装误差，即 $\Delta\theta_1=0$，$\Delta\theta_4=0$。以式（2）的环路 1

为例，由环路增量法得：

$$\begin{aligned}&\Delta l_{BA}\cos(\theta_2^*-\theta)-l_{BA}^*\Delta\theta_2\sin\left(\theta_2^*-\theta\right)+\\&\Delta l_3\cos(\theta_3^*-\theta)-l_3^*\Delta\theta_3\sin\left(\theta_3^*-\theta\right)=\\&\Delta l_4\cos(-\theta)+\Delta l_{CD}\cos(\theta_1^*-\theta)\end{aligned}\tag{6}$$

其中 θ 为平面内任意向量与轴之间的夹角，令 $\theta=\theta_3^*$，能够消去含 $\Delta\theta_3$ 的一项，解得：

$$\begin{aligned}\Delta\theta_2=&-\frac{1}{l_{BA}^*\sin(\theta_2^*-\theta_3^*)}[\frac{3\cos(\theta_1^*-\theta_3^*)}{4}\Delta l_1-\\&\frac{3\cos(\theta_2^*-\theta_3^*)}{4}\Delta l_2-\Delta l_3+\cos(\theta_3^*)\Delta l_4]\end{aligned}\tag{7}$$

令 $\theta=\theta_2^*$，同样能够消去含 $\Delta\theta_2$ 的一项，解得：

$$\begin{aligned}\Delta\theta_3=&-\frac{1}{l_3^*\sin(\theta_3^*-\theta_2^*)}[\frac{3\cos(\theta_1^*-\theta_2^*)}{4}\Delta l_1-\\&\frac{3\Delta l_2}{4}-\cos(\theta_3^*-\theta_2^*)\Delta l_3+\cos(\theta_2^*)\Delta l_4]\end{aligned}\tag{8}$$

对环路 2 和环路 3 进行同样的分析，赋予 θ 不同的值以消去变量，可以得到各杆件的角度误差 $\Delta\theta_5$、$\Delta\theta_6$、$\Delta\theta_7$、$\Delta\theta_8$。

在各构件方位角的位置误差求出后，运动构件上点的位置误差就能够确定。由于不考虑输入参数 θ_1 的误差，由误差独立作用原理可知，机构各误差因素对机构输出的影响相互独立，则根据式（3）可以得到 P'点位置误差为：

$$\begin{aligned}\Delta x=&\cos(\theta_1)\Delta l_1+\Delta l_4+\cos(\theta_5)\Delta l_5-\cos(\theta_6)\Delta l_6+\\&\cos(\theta_7)\Delta l_7-l_5\sin(\theta_5)\Delta\theta_5+\\&l_6\sin(\theta_6)\Delta\theta_6+l_7\sin(\theta_7)\Delta\theta_7\\\Delta y=&\sin(\theta_1)\Delta l_1+\Delta l_4+\sin(\theta_5)\Delta l_5-\sin(\theta_6)\Delta l_6+\\&\sin(\theta_7)\Delta l_7-l_5\cos(\theta_5)\Delta\theta_5+\\&l_6\cos(\theta_6)\Delta\theta_6+l_7\cos(\theta_7)\Delta\theta_7\end{aligned}\tag{9}$$

2.2　机构点位置可靠度模型

根据运动精度的要求，位置误差 Δx、Δy 应该控制在许用误差之内，设轨迹输出点位置的允许误差为 ε，输入角为 θ_1，则 P'点各分量的点位置可靠度[12]为：

$$R(\theta_1)=Pr\{|g(\theta_1,X)|\leqslant\varepsilon\}=Pr\{-\varepsilon\leqslant g(\theta_1,X)\leqslant\varepsilon\}\tag{10}$$

一般认为尺寸误差服从正态分布，由概率论中的大数定理可知正态分布的叠加仍然服从正态分布，因此点位置运动误差也相应服从正态分布。根据一次二阶矩法（FOSM），得到 x 分量运动误差的机构运动精度可靠度为：

$$\begin{aligned}R_x(\theta_1)=&\Phi(\frac{\varepsilon-\mu_{gx}(\theta_1,X)}{\sigma_{gx}(\theta_1,X)})-\Phi(\frac{-\varepsilon-\mu_{gx}(\theta_1,X)}{\sigma_{gx}(\theta_1,X)})=\\&\Phi(\frac{\varepsilon-\mu_{\Delta x_i}}{\sigma_{\Delta x_i}})-\Phi(\frac{-\varepsilon-\mu_{\Delta x_i}}{\sigma_{\Delta x_i}})\end{aligned}\tag{11}$$

式中：$\Phi(\ )$为标准正态分布的累计分布函数；$\mu_{\Delta x_i}$、$\sigma_{\Delta x_i}$ 分别为 x 分量位置误差函数的均值和标准差。由于随机误差各分量相互独立，根据式（9），可以得到在仅考虑杆长误差时 x 分量运动误差和均值和标准差分别为：

$$\begin{aligned}\mu_{\Delta x}=&E(\Delta x)=\sum_{n=1}^{8}E(\frac{\partial x}{\partial l_n})E(\Delta l_n)+\sum_{n=1}^{8}E(\frac{\partial x}{\partial\theta_n})E(\Delta\theta_n)=\\&\sum_{n=1}^{8}E(\frac{\partial x}{\partial l_n})\cdot\mu_{\Delta l_n}+\sum_{n=1}^{8}E(\frac{\partial x}{\partial\theta_n})\cdot\mu_{\Delta\theta_n}\end{aligned}\tag{12}$$

$$\sigma_{\Delta x}^2=D(\Delta x)=\sum_{n=1}^{8}D(\frac{\partial x}{\partial l_n}\Delta l_n)+\sum_{n=1}^{8}D(\frac{\partial x}{\partial\theta_n}\Delta\theta_n)\tag{13}$$

式（12）和式（13）中 $\partial x/\partial l_n$ 和 $\partial x/\partial\theta_n$ 为误差传递系数，计算时以理想状态下的参数代入求解，通常可以认为其数值只与驱动构件的转角有关，因此当驱动构件的转角为 θ_1 时误差传递系数可以视为常数。则有 $E(\partial x/\partial l_n)=\partial x/\partial l_n$、$E(\partial x/\partial\theta_n)=\partial x/\partial\theta_n$，且式（13）可以化简为：

$$\sigma_{\Delta x}^2=\sum_{n=1}^{8}\left(\frac{\partial x}{\partial l_n}\right)^2\sigma_{\Delta l_n}^2+\sum_{n=1}^{8}\left(\frac{\partial x}{\partial\theta_n}\right)^2\sigma_{\Delta\theta_n}^2\tag{14}$$

式（12）和式（13）中 $\mu_{\Delta l_n}$ 和 $\sigma_{\Delta l_n}^2$ 为各构件杆长误差的均值和方差。通常认为同一批次的零件尺寸服从正态分布，设各杆件实际尺寸在$[l^*-\gamma,\ l^*+\gamma]$的范围内波动，则根据“$3\sigma$ 原则”，其制造误差也服从正态分布函数 $\Delta l_i\sim N(0,(\gamma/3)^2)$，即 $\mu_{\Delta l_n}=0$，$\sigma_{\Delta l_n}^2=(\gamma/3)^2$。

式（12）和式（13）中 $\mu_{\Delta\theta_n}$ 和 $\sigma_{\Delta\theta_n}^2$ 为各构件的方位角误差 $\Delta\theta_i$ 的均值和方差。同样由于随机误差各分量相互独立，则 $\mu_{\Delta\theta_n}=\sum_{n=1}^{8}\frac{\partial x}{\partial l_n}\mu_{\Delta l_n}=0$，$\sigma_{\Delta\theta_n}^2$ 可以通过方位角误差 $\Delta\theta_n$ 得到。

y 分量运动误差的点位置可靠度 $R_y(\theta_1)$ 与 x 分量运动误差的点位置可靠度 $R_x(\theta_1)$ 具有相似的形式以及求解方式，这里不再推导。求得考虑杆长误差时 P'点各分量运动误差的均值和方差后，再代入式（10）便可求出 P'点的位置可靠度。

2.3　机构轨迹可靠度模型

2.2 节建立的是机构点位置的可靠性模型，反映了机构在运动过程中各随机误差瞬时对轨迹输出点的运动精度的影响。但是无法综合反映各随机误差对整条轨迹的影响，显然分析轨迹可靠性更具有实用价值，因此有必要建立机构轨迹精度可靠性模型[13]。

设驱动构件的转角 θ_1 的工作区间为$[\theta_0,\theta_d]$，机构存在 m 个轨迹点，且每个轨迹点对应的驱动构件转角为 θ_k，可以建立 P'点在 x 和 y 方向运动分量的轨迹可靠度为：

$$\begin{aligned}R(\theta_0,\ \theta_d)=&Pr\left\{\bigcap_{m=1}^{m\to\infty}|g(\theta_k,X)|\leqslant\varepsilon\ \forall\theta_k\in[\theta_0,\ \theta_d]\right\}=\\&\int_{-\varepsilon}^{\varepsilon}(\cdots(\int_{-\varepsilon}^{\varepsilon}(\int_{-\varepsilon}^{\varepsilon}r(x_1,x_2,\cdots x_m)\mathrm{d}x_1)\mathrm{d}x_2\cdots)\mathrm{d}x_m\end{aligned}\tag{15}$$

式（15）的概率密度函数难以求解，涉及到多维积分的计算，且当选取的轨迹点数目多时非常困难。为了简化运算，引入等效极值[37]的思想，式（15）可简化为：

$$R(\theta_0, \theta_d) = Pr\{|g(\theta_1, X)_{\max}| \leqslant \varepsilon\} \tag{16}$$

即认为当轨迹输出点位置误差最大值 $g(\theta_1, X)_{\max}$ 满足误差范围时的可靠度为轨迹可靠度。

2.4 MATLAB 仿真和结果分析

袋口折合机构的基本尺寸 $l_1=l_6=l_7=100$ mm，$l_2=l_8=50$ mm，$l_3=37.5$ mm，$l_4=75$ mm，$l_5=25$ mm，初选各杆件的加工误差为±0.1 mm。给定 P'点的允许误差 $\varepsilon=1$ mm，驱动构件 l_1 的转角 θ_1 在[128.97°, 177°]范围内。

结合上述方法，运用 Matlab 软件进行数学仿真。另外，为了验证上述模型的有效性，在驱动构件的转角工作范围内取 121 个点，用蒙塔卡洛方法模拟 10^4 次，计算考虑杆长误差时 P'点各分量的轨迹可靠度。

仿真结果如表 1 所示，计算结果表明 P'点各分量的点位置可靠度的最小值均在驱动构件转角为 177°时。由表 1 可知，用蒙特卡洛方法计算的轨迹精确度与所建模型误差较小，验证了所建模型的有效性；杆长尺寸误差对 P'点 y 轴方向运动精度的影响不容小觑；目前初选的公差无法满足袋口折合机构的运动精度要求，后续有必要重新对杆长尺寸公差进行精度分配，以提高机构运动精度可靠性。

表 1 P'点各分量的轨迹可靠度
Tab.1 Track reliability of each component of point P'

运动分量	可靠度/%	
	一次二阶矩法（FOSM）	蒙特卡洛法
x	82.50	83.34
y	65.34	64.73

3 基于灵敏度信息的关键影响因素识别

3.1 袋口折合机构灵敏度分析

灵敏度能够用来评价某一随机误差对运动可靠性的影响程度，在工程实际中对机构的优化设计有重要的意义。由于 M 型预制袋袋口折合机构对杆件尺寸有较大的限制，因此这里仅研究机构各杆件制造误差的公差 ΔX_n 对位置误差的影响程度，又由于 $\Delta X_n = 6\sigma_{\Delta l_n}$，问题转化求制造误差标准差 $\sigma_{\Delta l_n}$ 对位置误差的灵敏度。根据可靠性灵敏度的定义，袋口折合机构的灵敏度 S_{σ_n} 为点位置可靠度 $R_i(\theta_i)$对各杆件制造误差标准差 $\sigma_{\Delta l_n}$ 的偏导数[14-15]。由式（10）对标准差求导得到灵敏度 S_{σ_n} 为：

$$S_{\sigma_n} = \frac{\partial R}{\partial \sigma_{\Delta l_n}} = \frac{\partial R}{\partial \beta}\frac{\partial \beta}{\partial \sigma_g}\frac{\partial \sigma_g}{\partial \sigma_{\Delta l_n}} \tag{17}$$

从 2.2 节对机构点位置可靠性模型的分析可知 $\mu_{\Delta l_n}=0$，则式（10）可以化简为：

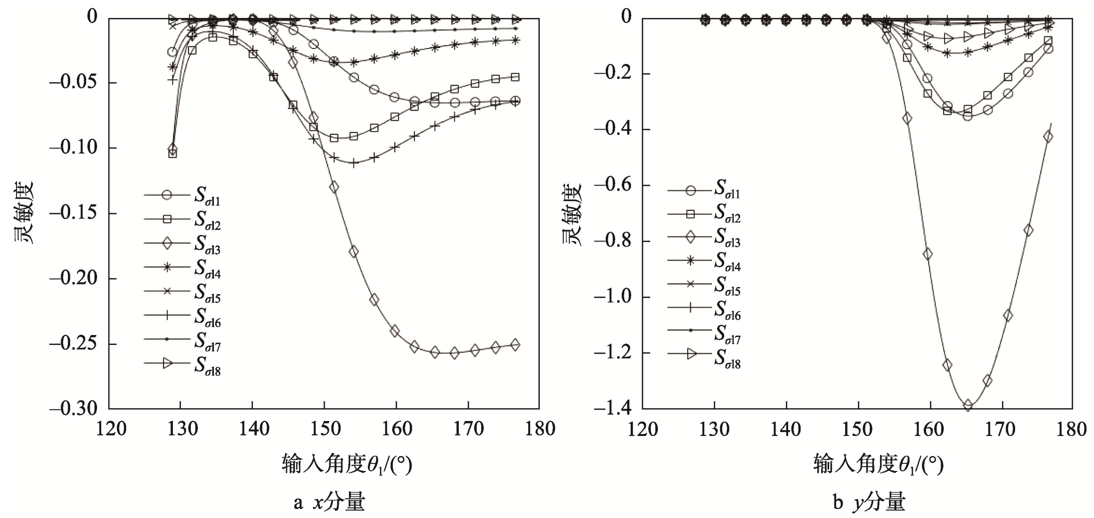
$$R(\theta_1) = \Phi\left(\frac{\varepsilon}{\sigma_g(\theta_1, X)}\right) - \Phi\left(\frac{-\varepsilon}{\sigma_g(\theta_1, X)}\right) = \Phi(\beta) - \Phi(-\beta) \tag{18}$$

将式（18）代入式（17）得：

$$\begin{aligned} S_{\sigma_n} &= -2\varphi\left(\frac{\varepsilon}{\sigma_g}\right)\cdot\frac{\varepsilon}{\sigma_g^2}\cdot\frac{\sigma}{2\sigma_g}\left[\left.\frac{\partial g(\theta_1, X)}{\partial l_n}\right|_{\mu_n}\right] = \\ &-\varphi(\beta)\cdot\frac{\beta\sigma}{\sigma_g^2}\left[\left.\frac{\partial g(\theta_1, X)}{\partial l_n}\right|_{\mu_n}\right] \end{aligned} \tag{19}$$

式中：$\varphi(\,)$为标准正态分布的概率密度函数。

根据式（19）得到各杆件加工误差的标准差对 P'点 x、y 分量可靠性影响的灵敏度曲线如图 2 所示。



a x分量　　b y分量

图 2 标准差对 P'点可靠性的灵敏度
Fig.2 Sensitivity of standard deviation to point P' reliability

从图 2 中可以看出，所有构件制造误差的标准差灵敏度 $S_{\sigma_n} < 0$，说明构件误差的标准差与可靠度呈现出不同程度的负相关变化趋势，因此减小各个构件制造误差的标准差均能提高机构的可靠度，这一结果与制造经验相符。其中构件 3 的尺寸误差影响最大，可以重点考虑减小 $\sigma_{\Delta l_3}$。

3.2　关键误差影响因素识别

采用显著度指标 ξ_n 来识别关键误差影响因素。第 n 项误差因素各分量的灵敏度为 $S_{\sigma_{xn}}$ 和 $S_{\sigma_{yn}}$，在所有构件误差灵敏度中的显著度 ξ_{xn} 和 ξ_{yn} 为：

$$\xi_{xn} = \left|S_{\sigma_{xn}}\right| \Big/ \sqrt{\sum_{n=1}^{8}\left|S_{\sigma_{xn}}\right|^2} \quad \xi_{yn} = \left|S_{\sigma_{yn}}\right| \Big/ \sqrt{\sum_{n=1}^{8}\left|S_{\sigma_{yn}}\right|^2} \tag{20}$$

为了综合 2 个分量的显著度，将 x、y 分量的权重系数均设为 1，得到各误差因素的综合显著度为：

$$\xi_n = \left(\xi_{xn} + \xi_{yn}\right)/2 \tag{21}$$

将 3.1 节得到的灵敏度信息代入式（21）计算各误差因素的综合显著度，并对综合显著度进行排序，得到的结果如图 3 所示。由图 3 可知，杆件 1、2、3 和 6 的制造误差标准差的显著度之和达到了 90.02%，而其余杆件的制造误差标准差显著度之和不到 10%，因此后续仅对这 $\sigma_{\Delta l_1}$、$\sigma_{\Delta l_2}$、$\sigma_{\Delta l_3}$ 和 $\sigma_{\Delta l_6}$ 4 项公差进行调整。

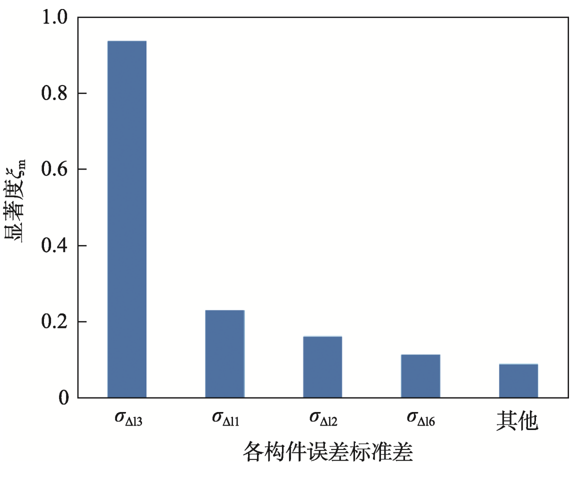


图 3　关键误差因素对位置误差的综合显著度
Fig.3 Comprehensive salience of key errors on position error

4　袋口折合机构可靠性优化

由于驱动构件转角 θ_1 为 177°时运动误差有最大值，所以针对该时刻袋口折合机构的轨迹输出点 P' 点进行杆件制造公差精度综合。综合考虑各误差的灵敏度以及成本进行袋口折合机构精度综合的流程如图 4 所示。

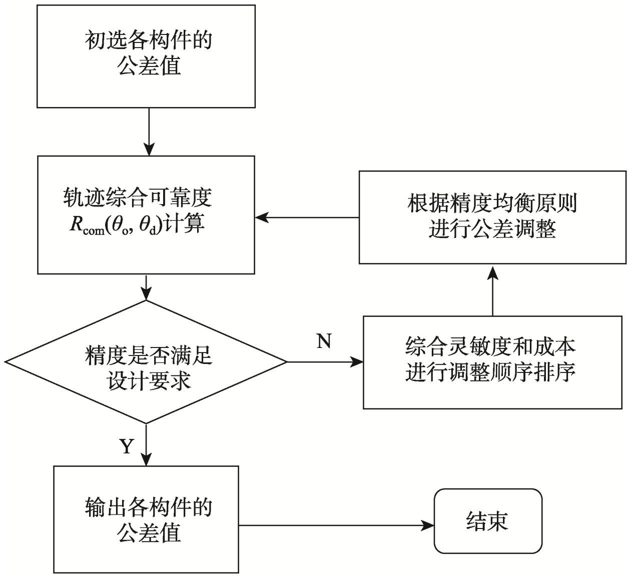


图 4　基于灵敏度信息的机构精度综合流程
Fig.4 Flow chart of mechanism precision synthesis based on sensitivity information

4.1　各误差因素公差调整顺序的确定

以最大显著度的误差因素杆 3 为基准求出各构件的灵敏度综合系数 $R_n=\xi_3/\xi_n$，如式（22）所示。R_n 的数值意义为运动精度的相对影响程度，其值越小，表示在所有因素中影响越显著，公差调整时越应该优先考虑。

$$\begin{aligned} R_1 &= \xi_3/\xi_1 = 4 \\ R_2 &= \xi_3/\xi_2 = 5.693 \\ R_2 &= \xi_3/\xi_3 = 1 \\ R_6 &= \xi_3/\xi_6 = 8.043 \end{aligned} \tag{22}$$

同样以最大显著度的误差因素杆 3 为基准求出各构件的制造成本综合系数 $K_n=\Delta X_3/\Delta X_n$，由于各杆件初选的制造误差均为±0.1 mm，即公差均为 $\Delta X_n = 0.2$ mm，故 $K_1=K_2=K_3=K_6=1$。K_n 的数值意义为制造成本的相对影响程度，其值越小，表示在加工制造时为了达到目标精度要求所需成本越低，公差调整时就越应优先考虑。

加权方法在解决只有 2 个目标函数的优化问题方面非常有效，因此使用加权方法综合考虑灵敏度综合系数 R_n 和成本综合系数 K_n 得到加权线性组合系数 M_n[16]，见式（23）。

$$M_n = \frac{w_1 R_1 + w_2 K_2}{w_1 + w_2} \tag{23}$$

式中：w_1 和 w_2 为加权因子。较小的 M_n 对应的误差因素要优先进行调整。由于袋口折合机构的运动精度与制造成本同等重要，因此设 $w_1=w_2=1$。得到第 1 次公差调整时关键影响因素杆件 1、2、3 和 6 加权线性组合系数 $M_n^{(1)}$，如表 2 所示。

表 2 综合灵敏度和成本的加权线性组合系数
Tab.2 Weighted linear combination coefficient that combines sensitivity and cost

构件	$M_n^{(1)}$
l_1	2.5
l_2	3.346
l_3	1
l_6	4.521

4.2 公差调整过程及最终结果

由表 2 可知，各杆件的制造公差调整顺序为 l_3、l_1、l_2、l_6，设定 x 分量的轨迹可靠度不低于 92%， y 分量的轨迹可靠度不低于 88%。公差调整的过程与结果如表 3 所示。由表 3 可知，经过 7 次公差调整之后，轨迹输出点 P'的 x 分量轨迹可靠度 R_x 由 82.5%提高至 92.91%，y 分量轨迹可靠度 R_y 由 65.34%提高至 89%，满足了设计要求。

表 3 调整过程和调整结果
Tab.3 Adjustment process and results

调整次数	调整因素	调整后的公差	轨迹可靠度 R	
			x 分量	y 分量
1	l_3	0.102	0.860 0	0.672 2
2	l_1	0.132	0.902 2	0.726 6
3	l_2	0.138	0.909 8	0.727 7
4	l_2	0.108	0.911 1	0.755 3
5	l_3	0.072	0.912 2	0.827 5
6	l_1	0.108	0.922 1	0.864 7
7	l_6	0.132	0.929 1	0.890 0

5 结语

采用可靠性理论对 M 型预制袋袋口折合机构进行了运动精度分析，综合灵敏度和制造成本对袋口折合机构进行精度优化。仿真结果表明，建立的可靠性模型可以有效地反映杆长误差对机构运动精度的影响，经过优化之后 x 分量轨迹可靠度由 82.5%提高至 92.91%， y 分量轨迹可靠度由 65.34%提高至 89%，提高了 M 型预制袋袋口折合机构轨迹输出点的运动精度。文中的方法可为其他包装机械相关机构的运动精度优化提供参考。

参考文献：

[1] 石则昌，刘深厚. 机构精确度[M]. 北京：高等教育出版社, 1995: 1.
SHI Ze-chang, LIU Shen-hou. Mechanism Accuracy[M]. Beijing: Higher Education Press, 1995: 1.

[2] SHI Z. Synthesis of Mechanical Error in Spatial Linkages Based on Reliability Concept[J]. Mechanism and Machine Theory, 1997, 32(2): 255-259.

[3] KIM J, SONG W J, KANG B S. Stochastic Approach to Kinematic Reliability of Open-Loop Mechanism with Dimensional Tolerance[J]. Applied Mathematical Modelling, 2010, 34(5): 1225-1237.

[4] DU Xiao-ping. Time-Dependent Mechanism Reliability Analysis with Envelope Functions and First-Order Approximation[J]. Journal of Mechanical Design, 2014, 136: 1-4.

[5] 吴吉平，贺兵，胡威林. 直线运动机构轨迹可靠性灵敏度分析[J]. 机械传动, 2016, 40(6): 140-143.
WU Ji-ping, HE Bing, HU Wei-lin. Sensitivity Analysis of Trajectory Reliability of Linear Motion Mechanism[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2016, 40(6): 140-143.

[6] 聂飞飞，周金宇，曹清林. 高速经编机槽针机构运动精度可靠性优化[J]. 机械设计与制造，2019(12): 40-44.
NIE Fei-fei, ZHOU Jin-yu, CAO Qing-lin. The Optimization of Kinematics Accuracy Reliability on Needle Mechanism of High-Speed Warp Knitting Machine[J]. Machinery Design & Manufacture, 2019(12): 40-44.

[7] 余成发，王勇. 全自动模切机清废机构运动精度可靠性分析[J]. 包装工程, 2009, 30(3): 3-6.
YU Cheng-fa, WANG Yong. Reliability Analysis for Kinematics Accuracy of Trash-Cleaning Mechanism of Automatic Die Cutting Machine[J]. Packaging Engineering, 2009, 30(3): 3-6.

[8] 刘志青. 药品包装盒出盒机构设计与运动精度可靠性分析[D]. 湘潭：湘潭大学, 2020: 13-18.
LIU Zhi-qing. Analysis of the Design of the Mechanism and the Reliability of the Motion Accuracy of the Medicine Packing Box[D]. Xiangtan: Xiangtan University, 2020: 13-18.

[9] 郎诗慧，辛洪兵. 糖果包装机推糖机构的运动精度分析[J]. 包装工程, 2017, 38(5): 49-57.
LANG Shi-hui, XIN Hong-bing. Kinematic Accuracy of Candy Pusher of Candy Packaging Machine[J]. Packaging Engineering, 2017, 38(5): 49-57.

[10] 吴金文，田祎. 推料四杆机构参数优化与运动精度分析研究[J]. 包装工程, 2018, 39(21): 163-167.
WU Jin-wen, TIAN Yi. Research on Parameter Optimi-

zation and Motion Accuracy Analysis of Pushing Four-Bar Mechanism[J]. Packaging Engineering, 2018, 39(21): 163-167.

[11] 赵之瑜. 糊底机贴阀装置优化设计[D]. 兰州: 兰州交通大学, 2022: 9-13.
ZHAO Zhi-yu. Optimal Design of Valve Sticking Device for Bottom Pasting Machine[D]. Lanzhou: Lanzhou Jiatong University, 2022: 9-13.

[12] 孙志礼, 陈良玉. 实用机械可靠性设计理论与方法[M]. 北京: 科学出版社, 2003: 210-221.
SUN Zhi-li, CHEN Liang-yu. Theory and Method of Practical Mechanical Reliability Design[M]. Beijing: Science Press, 2003: 210-221.

[13] 潘敬锋, 訾斌, 王正雨, 等. 基于试验与仿真联合分析的喷涂机器人轨迹精度可靠性研究[J]. 机械工程学报, 2020, 56(19): 210-220.
PAN Jing-feng, ZI Bin, WANG Zheng-yu, et al. Research on Reliability of Spray Robot Trajectory Accuracy Based on Conjoint Analysis of Experiment and Simulation[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(19): 210-220.

[14] 龙进, 张均富, 王进戈. 平面四杆转向机构运动可靠性灵敏度分析[J]. 机械设计与研究, 2011, 27(6): 21-23.
LONG Jin, ZHANG Jun-fu, WANG Jin-ge. The Kinematic Reliability Sensitivity Analysis of Planar Four-Bar Steering Mechanism[J]. Machine Design and Research, 2011, 27(6): 21-23.

[15] 刘涛, 文瑞桥, 张均富. 弧面分度凸轮机构的运动可靠性灵敏度分析[J]. 西华大学学报(自然科学版), 2017, 36(3): 36-39.
LIU Tao, WEN Rui-qiao, ZHANG Jun-fu. The Kinematic Reliability Sensitivity Analysis of Globoidal Indexing Cam Mechanism[J]. Journal of Xihua University (Natural Science Edition), 2017, 36(3): 36-39.

[16] 骞华楠, 陶璟, 于随然. 高精度压力机连杆机构的误差分析及精度综合[J]. 上海交通大学学报, 2019, 53(3): 269-275.
QIAN Hua-nan, TAO Jing, YU Sui-ran. Error Analysis and Accuracy Synthesis for Linkage Mechanism of High-Precision Press[J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2019, 53(3): 269-275.

责任编辑：曾钰婵