

# 旋播一体机弹-液双位仿形机构创新设计

许光彬<sup>1</sup>, 史颖杰<sup>2</sup>

(1. 阜阳职业技术学院工程科技学院, 安徽 阜阳 236016; 2. 阜阳丰成机械有限公司, 安徽 阜阳 236036)

**摘要:**仿形机构是免耕精密播种机的重要部件,通过对仿形机构受力分析,说明了平行四杆仿形机构的播种单体工作过程中不平稳之处,并对该机构进行了创新改进设计。用 UG 软件进行了运动仿真分析。通过运动仿真动画来观察仿形机构的运动过程,研究仿形机构的运动规律,得到开沟器位移曲线、加速度曲线、仿形角变化曲线、压缩弹簧位移曲线。结果表明:仿形结果与理论设计一致,并且仿形效果能够满足播种要求。该仿形机构可以使播种机整体减少了连续的震动,并提高仿形精度,在比较快的播种速度下使仿形轮保持与地面的接触,保持开沟器的稳定性与开沟深度。该研究对播种机仿形机构的参数优化设计具有指导意义。

**关键词:**四杆仿形机构;设计;UG;运动仿真

**中图分类号:**S223.2

**文献标志码:**A

## 引言

对播种机而言,播种机的土壤工作部件随地形的起伏而运动称为仿形<sup>[1]</sup>。目前,我国播种机仿形机构的研究主要有整体仿形和单体仿形。整体仿形就是利用地轮仿形<sup>[2-4]</sup>;孙伟等<sup>[5]</sup>采用复合铰链前位双轮仿形机构,地轮传递动力外,还有限深和地面仿形作用;徐云峰<sup>[6]</sup>设计了六行整体仿形小麦免耕播种机,单体仿形是一种限深轮仿形<sup>[7-8]</sup>;刘立晶等<sup>[9]</sup>在开沟器单体上装有压缩弹簧,实现单体仿形。胡鸿烈等<sup>[10]</sup>设计单体仿形压轮式播种单组和平行四杆仿形<sup>[11-12]</sup>;崔涛等<sup>[13]</sup>设计了平行四杆,实现同位仿形。以上仿形机构仿形精度与稳定性都有一定缺陷。张海玉<sup>[14]</sup>进行大豆精播机电液仿形系统研究,但其对环境敏感而且生产维护成本较高。目前,双平行四杆仿形机构结构简单、成本低廉,在国内应用较多。本文在传统四连杆仿形机构的基础上进行创新,设计了单筒充气式弹簧双位仿形机构。通过对仿形机构受力分析,说明平行四杆仿形机构的播种单体工作过

程中不平稳之处,并对该机构进行创新改进设计;最后用 UG 软件进行运动仿真分析。通过运动仿真动画来观察仿形机构的运动过程,研究仿形机构的运动规律。改进后的仿形机构可以使播种机整体减少连续的震动,并提高仿形精度,在比较快的播种速度下使仿形轮保持与地面的接触,保持开沟器的稳定性与开沟深度。

## 1 传统平行四杆仿形机构分析

### 1.1 仿形机构结构分析

如图 1 所示,传统平行四杆仿形机构主要由机架、上仿形杆、下仿形杆、播种单体、开沟器、前仿形轮等组成。机架通过 U 型卡丝与播种机主梁固结。上下仿形杆平行且相等,A 点与 D 点铰接在前机架上,B 点与 C 点铰接在播种单体上构成平行四杆机构。在仿形过程中,AB 和 CD 始终做平行运动,从而使刚性连接 BC 开沟器在作业过程中一直作竖直运动,保证了开沟器在工作过程中的入土角恒定不变<sup>[15]</sup>。传统仿形轮安装于开沟器前方,仿形轮是沿着接触地表仿形而不是随着开沟器

收稿日期:2016-08-20

基金项目:安徽省自然科学基金重点项目(KJ2015A437);科技部中小企业科技创新基金项目(14C26213401690)

作者简介:许光彬(1975-),男,安徽阜阳人,副教授,硕士,主要从事数控加工技术、CAD/CAM/CAE 方面的研究,(E-mail)xgb750608@163.com

所在地表仿形,仿形轮前置使仿形超前。为了减少超前仿形带来的不足,仿形轮和开沟器应尽量近,但也要避免发生堵塞壅土现象<sup>[1]</sup>。超前仿形造成开沟深度的变化,最大仿形误差可达到地面起伏量的两倍<sup>[16]</sup>。采用仿形轮后位仿形,仿形均出现了滞后的现象<sup>[17]</sup>。

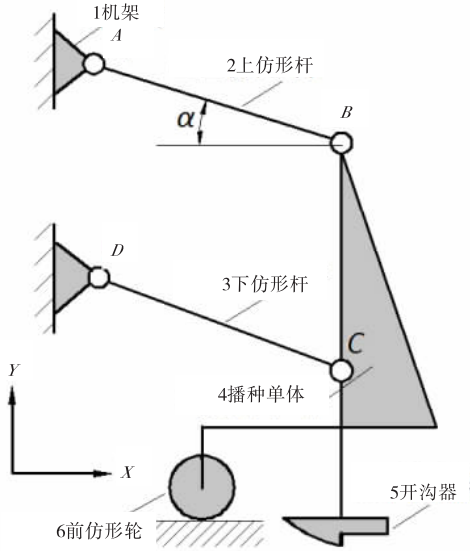


图 1 结构分析图

### 1.2 仿形机构的受力分析

图 2 所示为平行四杆仿形机构工作时的受力情况,由平面力系平衡条件可得:

$$(F_1 + F_2) \cos\alpha - T \cos\phi - R_x - Q_x = 0 \quad (1)$$

$$(F_1 + F_2) \sin\alpha - T \sin\phi + R_y + Q_y - G = 0 \quad (2)$$

$$Q_x = \mu Q_y \quad (3)$$

$$R_x = f R_y \quad (4)$$

$$Q_y = \frac{fG + T \sin(\phi + \beta) - (F_1 + F_2) [\sin(\alpha + \beta)]}{(f - \mu) \sqrt{1 + f^2}} \quad (5)$$

式中:  $\tan\beta = \frac{1}{f}$ ;  $F_1$ 、 $F_2$ —上下仿形杆上的拉力; $G$ 为播种单体的配重; $T$ 压缩弹簧的弹力; $Q_x$ 为土壤对前仿形轮的阻力; $Q_y$ 为土壤对前仿形轮的垂直反力; $\mu$ 为覆土仿形轮的阻力系数; $R_x$ 为开沟器受到的阻力; $R_y$ 为开沟器受到的垂直反力; $f$ 为土壤摩擦因数。

通过式(5)可知,要保证开沟部件在免耕地面作业过程中的稳定性,仿形轮与地面之间的垂直反力  $Q_y > 0$ 。在没有额外压力  $T$  时,机器要有一定配重  $G$  和合理的牵引角  $\alpha$ ,特别是机构处于上方形时必须使  $G > \frac{(F_1 + F_2) [\sin(\alpha + \beta)]}{f}$ 。当地表出现突然变化,如有土块、石子等,前位仿形轮往往使开沟器突然抬落,不

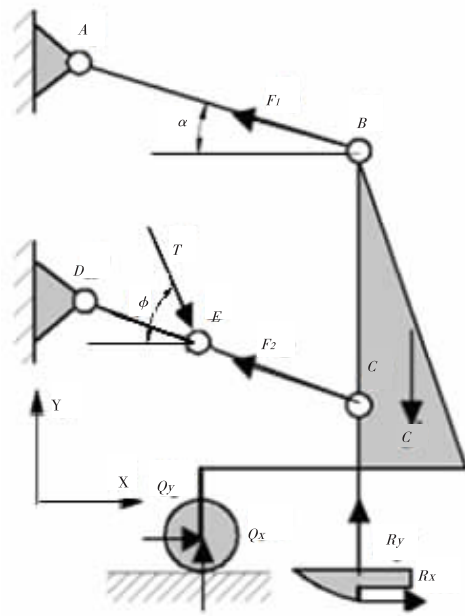


图 2 受力分析图

能及时缓冲,甚至脱离地面。故要使开沟部件能稳定工作,应额外对播种单体增加随免耕地面起伏变化压力  $T$ 。

## 2 平行四杆仿形机构创新设计

对于图 2,根据对传统仿形机构的结构与受力分析可知:由于免耕地面有时高洼不平,使得牵引角  $\alpha$  不断变化,牵引角  $\alpha$  越大则  $Q_y$  越小,考虑到播种单体自身惯性,在配重一定的下仿形时  $Q_y$  可能为 0,仿形机构不稳定,甚至不能正常工作。为此考虑在  $A$ 、 $E$  之间增加压缩弹簧,如图 3 所示。由式(5)与不安装拉力弹簧相比,免耕播种机播种单体重量最小值可减少:

$$\Delta G = T \sin(\phi + \beta) \quad (6)$$

四杆仿形机构安装压缩弹簧后,可以减轻开沟器入土对播种单体重量的依赖,对免耕播种机的轻量化非常有利。但是上仿形时接触压力  $Q_y$  不能过大,否则仿形轮容易下陷,下仿形时接触压力  $Q_y$  不能过小,否则开沟器入土能力不足<sup>[18]</sup>。综合上述分析,设计了在单筒充气式弹簧减震双位仿形机构。该机构可以通过调整单筒充气式进出油阀直径大小调整弹簧的预紧力或设计选择合适直径、刚度的弹簧来控制,保证仿形轮与地面的有效接触,并且减少来自免耕地面和牵引机的震动,使开沟器稳定工作。仿形轮布局形式采用前后同时进行的双位仿形,后轮也可作为镇压轮使用。

### 2.1 牵引角 $\alpha$ 的确定

仿形量根据地形和播前整地条件而定,上仿形量通

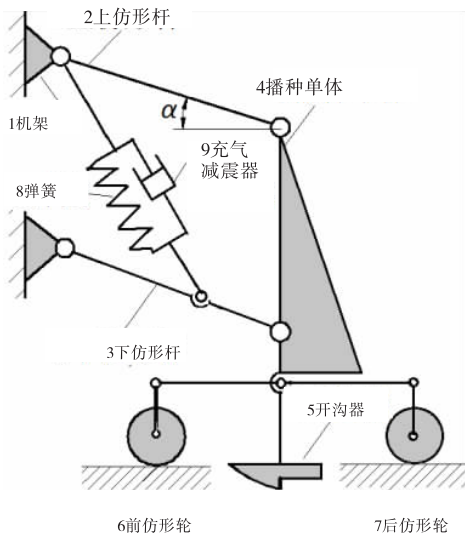


图3 新型仿形机构

常为80~120 mm,下仿形量为80~120 mm<sup>[19]</sup>。

为使开沟器工作稳定,牵引角 $\alpha$ 变化范围越小越好。因此,上下拉杆长一些有利,但拉杆过长,使机构不紧凑,机具重心后移,反而破坏了机具工作的稳定性<sup>[20]</sup>。如图4所示,上下仿形机构仿形量、总仿形量为:

$$H_1 = L[\sin\alpha + \sin(\alpha_1 - \alpha)] \quad (7)$$

$$H_2 = L[\sin(\alpha_2 + \alpha) - \sin\alpha] \quad (8)$$

$$H = H_1 + H_2 = L[\sin(\alpha_2 + \alpha) + \sin(\alpha_1 - \alpha)] \quad (9)$$

其中: $H$ 为总仿表量; $L$ 为平行四杆的长度; $\alpha_1$ 为上仿形角; $\alpha_2$ 为下仿形角。为了保证播种单体在作业过程中的稳定性,牵引角的取值小一些更有利。现有播种机上 $\alpha$ 为0~10°之间, $\alpha_2$ 为6~22°,即最大播深时的下仿形牵引角6~22°, $\alpha + \alpha_1$ 为20~40°之间,即最小播深时的上仿形牵引角20~40°<sup>[21]</sup>。结合实际土壤及耕作条件,参照国内外播种机机型,设计牵引角 $\alpha = 0$ ,上仿形角 $\alpha_1 = 18^\circ$ ,下仿形角 $\alpha_2 = 18^\circ$ ,上下仿形杆间距 $L_{AD}$ 为200 mm。

### 2.2 仿形机构长度 $L$ 的确定

通过优化四杆机构的结构尺寸参数,能够使仿形机构在纵向和横向运动稳定。如图4所示,假定牵引角 $\alpha = 0^\circ$ 、仿形量 $H_1 = H_2 = 85$  mm、仿形角 $\alpha_1 = \alpha_2 = 16^\circ$ 。上下仿形量相等,只计算一侧仿形量即可。仿形杆的长度 $L$ :根据式(7)可得

$$L = \frac{H_1}{[\sin\alpha + \sin(\alpha_1 - \alpha)]} =$$

$$\frac{80}{\sin 16^\circ} = 290.2 \text{ mm}, \text{取整 } L = 291 \text{ mm}。 \text{将 } L = 291 \text{ mm 代}$$

入式(8)得 $H_2 = 80.2$  mm,满足仿形量80~100 mm的要求。达到最大仿形量 $H_{max} = 100$  mm时,其仿形角度的大小:

$$\alpha_{max} = \arcsin \frac{H_{max}}{L} = 20.98^\circ, \text{满足 } 6 \sim 22^\circ \text{ 仿形要求。}$$

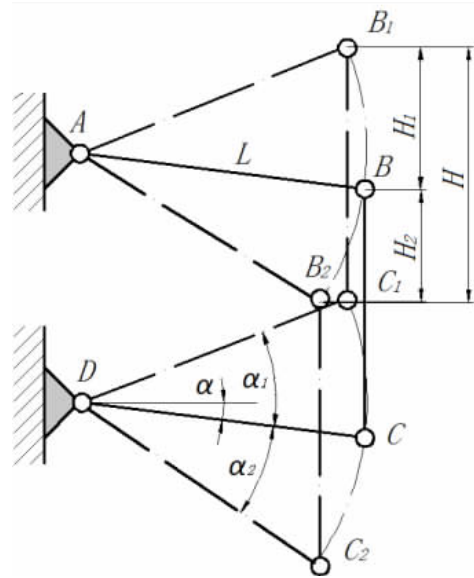


图4 仿形参数

### 2.3 压缩弹簧设计

根据现场实际要求与软件仿真试验,参考机械设计手册对弹簧进行设计:图5是根据图7所示的设计图进行两个极限位置的简化图。 $A_1B_1C_1$ ( $A_2B_2C_2$ )为连接机架,为了使结构紧凑并能满足刚性需求,设计 $A_1B_1 = A_2B_2 = 384$  mm, $B_1C_1 = B_2C_2 = 45$  mm, $C_1D_1$ ( $C_2D_2$ )为压缩弹簧连接组件, $A_1$ 、 $D_1$ ( $A_2$ 、 $D_2$ )为弹簧支点在下仿形杆的位置。根据前文设计牵引角 $\alpha = 0$ ,上仿形角 $\alpha_1 = 18^\circ$ ,下仿形角 $\alpha_2 = 18^\circ$ , $\beta_1$ 、 $\beta_2$ 为弹簧轴线与下仿形杆的夹角。

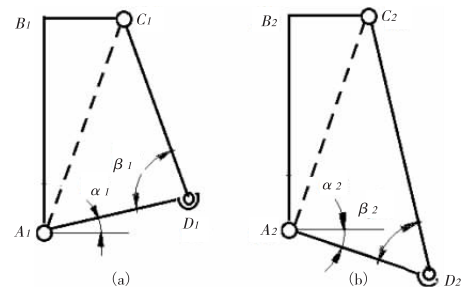


图5 弹簧组件的两种运动极限位置示意图

根据勾股定理可以得到:

$$A_1C_1 = \sqrt{A_1B_1^2 + B_1C_1^2} = \sqrt{384^2 + 45^2} = 387.1 \text{ mm}$$

$$\angle B_1A_1C_1 = \arctan \frac{B_1C_1}{A_1B_1} = \arctan \frac{45}{384} = 6.7^\circ$$

在 $\triangle A_1C_1D_1$ 和 $\triangle A_2C_2D_2$ 余弦定理可以得到:

$$C_1D_1^2 = A_1C_1^2 + A_1D_1^2 - 2A_1C_1 \times A_1D_1 \cos \angle C_1A_1D_1$$

$$C_2D_2^2 = A_2C_2^2 + A_2D_2^2 - 2A_2C_2 \times A_2D_2 \cos \angle C_2A_2D_2$$

代入数据,联立方程计算得到: $C_1D_1 = 305.1$  mm, $C_2D_2 = 368.8$  mm, $A_1D_1 = A_2D_2 = 226.5$  mm。因此,弹簧

工作行程为  $h_s = 63.7 \text{ mm}$ , 设计弹簧最大最小工作载荷分别为  $P_{\max} = 1400 \text{ N}$ 、 $P_{\min} = 500 \text{ N}$ 。其他参数如下:

端部结构:端部并紧、磨平、支撑圈为 1 圈。

弹簧材料:碳素弹簧钢丝 C 级

$$\text{弹簧的设计刚度 } P_d: P_d = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{h_s} = \frac{(1350 - 500)}{63.7} =$$

13.34 N/mm

设计工作极限载荷  $P_j': P_j' = 1.25 P_{\max} = 1350 \times 1.25 = 1687.5 \text{ N}$

弹簧丝直径  $d: d = 8 \text{ mm}$

弹簧中径  $D: D = 60 \text{ mm}$

允许工作极限载荷  $P_j: P_j = 1716 \text{ N}$

工作极限载荷下单圈变形量  $f_j: f_j = 9.442 \text{ mm}$

节距  $t: t = 18.3 \text{ mm}$

单圈刚度  $P_d': P_d' = 186 \text{ N/mm}$

$$\text{有效圈数 } n: n = \frac{P_d'}{P_d} = \frac{186}{13.34} = 13.94, \text{按标准取 } n =$$

13.5 圈

总圈数为  $N: N = 13.5 + 2 = 15.5 \text{ 圈}$

工作极限载荷下总变形量  $F_j: F_j = n f_j = 13.5 \times 9.442 = 127.467 \text{ mm}$

弹簧自由高度  $H_0: H_0 = n t + 1.5 d = 13.5 \times 18.3 + 1.5 \times 8 = 259.05 \text{ mm}$ , 取标准值  $H_0 = 260 \text{ mm}$

弹簧的最大行程  $h_{\max}: h_{\max} = H_0 - F_j = 259.05 - 127.47 = 131.58 \text{ mm}$

弹簧外径  $D_1: D_1 = D + d = 60 + 8 = 68 \text{ mm}$

弹簧内径  $D_2: D_2 = D - d = 60 - 8 = 52 \text{ mm}$

$$\text{螺旋角 } \beta: \beta = \arctan \frac{t}{\pi D} = \frac{18.3}{3.14 \times 60} = 5.55^\circ$$

$$\text{弹簧展开长度 } L_0: L_0 = \frac{N \pi D}{\cos \beta} = \frac{15.5 \times 3.14 \times 60}{\cos 5.55^\circ} =$$

3108.3 mm

$$\text{最小载荷时的弹簧高度 } H_{\max}: H_{\max} = H_0 - \frac{P_{\min}}{K} =$$

$$260 - \frac{500}{13.78} = 223.7 \text{ mm}$$

$$\text{最大载荷时的弹簧高度 } H_{\min}: H_{\min} = H_0 - \frac{P_{\max}}{K} =$$

$$260 - \frac{1350}{13.78} = 162.03 \text{ mm}$$

$$\text{极限载荷时的高度 } H_j: H_j = H_0 - \frac{P_j}{K} = 260 - \frac{1716}{13.78} =$$

135.47 mm

实际理论工作行程  $h: h = H_{\max} - H_{\min} = 223.7 - 162.0 = 61.7 \text{ mm}$

### 3.4 单筒充气减震器功能设计

如图 6 所示, 充气式减震器的压缩腔与复原腔装有液压油。缸筒下部装有一个浮动活塞, 在装有大断面的 O 型密封圈的浮动活塞与缸筒一端形成的一个密闭气室充有 (2~3 MPa) 高压氮气。高压氮气通过弹性膨胀和压缩能有效地减少播种单体受到突然冲击时产生的高频振动。工作活塞阻尼孔上装有随其运动速度大小而改变通道截面积的压缩阀和伸张阀。阻尼孔直径是影响减振器阻尼特性的最敏感因素<sup>[22]</sup>。因此, 要为压缩和复原行程配置合适的阻尼孔大小与可用调整阀片弹簧刚度来调节其阻尼特性, 保证整体仿形机构的稳定性、减震性。

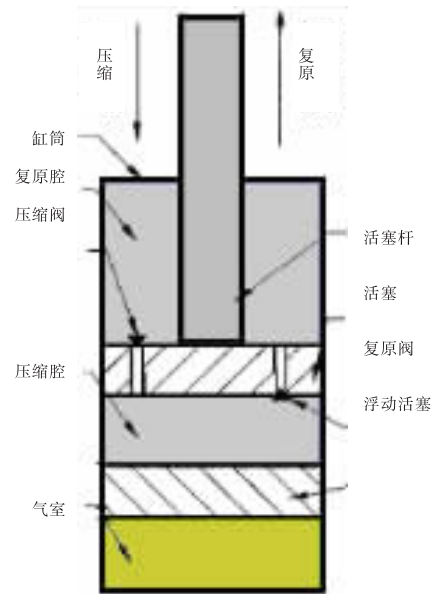


图 6 单筒充气减震器

### 3 基于 UG 仿形机构运动分析

为验证该新型仿形机构设计的合理性, 采用 UG8.0 软件动力学仿真分析模块进行模拟, 分析结果输出为 Excel 表格曲线。

#### 3.1 建模

如图 7 所示, 装配后的虚拟仿形机构。为了简化机构, 建模中没有考虑种箱、排种器部分、传动部分等。地面采用样条曲线绘制成符合实际地表随机变化的平滑的非规则波浪线拉伸成型, 最大起伏量为 82.59 mm。

#### 3.2 创建运动副

连接机架为固定杆件, 上下仿形杆与播种单体、连接机架以及弹簧导杆支撑端、仿形轮支架等铰接处创建旋转副。播种单体、压缩弹簧导杆沿着各自的运动方向创建滑动副, 仿形轮与地面轮廓曲线为线在线上副。为

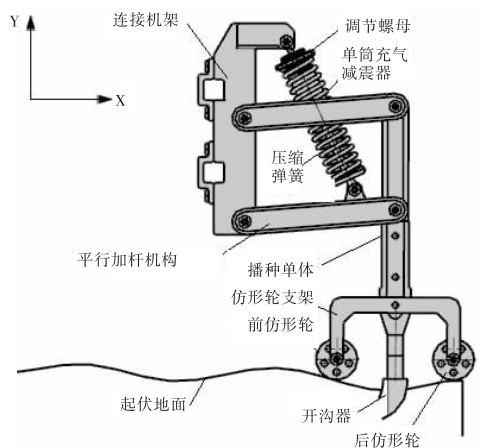


图7 新型仿形机构设计图

了仿真方便,创建地面相对于仿形机构向右的驱动速度为 5 m/s 的滑动副,并给各个部件赋予质量。

### 3.3 仿真机构运动分析

#### (1) 开沟器位移分析

如图 8 所示, Y 方向开沟器位移曲线与前后仿形轮位移对比可知:前仿形轮(曲线 1)产生超前仿形,后仿形轮(曲线 2)产生滞后仿形。特别对于地面起伏较大,前后轮单一仿形误差较大,甚至有的地方种子裸露于地面。而采用双位仿形(曲线 3)减少上述缺陷,仿形过程中,在起伏不平的地块上作业时播深基本保持不变,一致性较好。上下仿形量各为 80 mm 左右,满足设计要求。

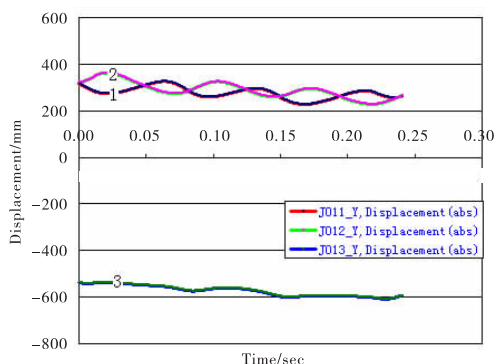


图8 双位与单一仿形位移曲线

#### (2) 开沟器加速度分析

图 9 为 Y 向开沟器加速度曲线,从图中可以看出,由于机构运动过程中加速度有突变,最大向下加速度变化为 10 m/s<sup>2</sup>,必然产生较大的惯性力,甚至失重。特别是当地面有土块、石子等加速度向下突变时惯性力很大,机构产生失重而脱离地面,造成播种不平稳。仿形的灵敏度一般是通过分析播种的环境,通过调整弹簧的刚度或预紧力来控制,满足使用要求。本机构根据实际

情况设计弹簧最大最小工作载荷分别为  $P_{max} = 1400\text{ N}$ 、 $P_{min} = 500\text{ N}$ ,弹簧的设计刚度  $P_d = 13.34\text{ N/mm}$ 。

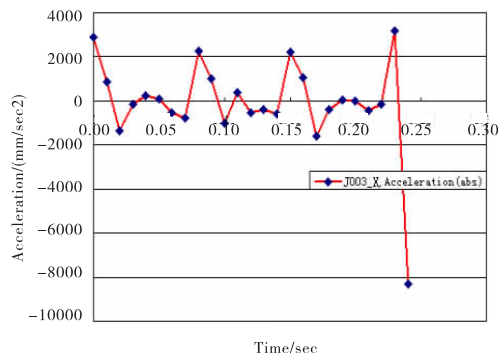


图9 开沟器加速度曲线

#### (3) 仿形角分析

图 10 为仿形角变化曲线。上下仿形量各为 80 mm 变动时,仿形杆仿形角变动幅度 26°,满足设计要求。

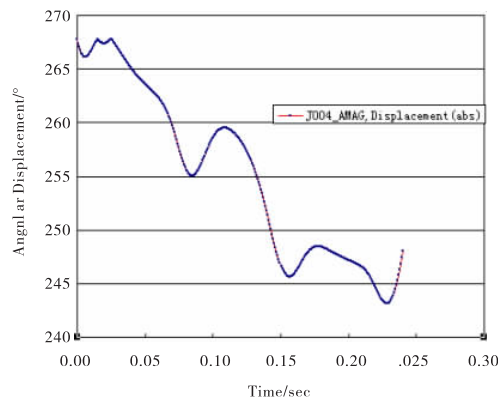


图10 仿形角曲线

#### (4) 弹簧位移分析

如图 11 所示,压缩弹簧位移曲线仿形杆仿形角变动幅度 26°左右,压缩弹簧的实际最大行程约为 55 mm,并随着地面起伏变化,没有超过最大设计行程63.7 mm,符合设计要求。

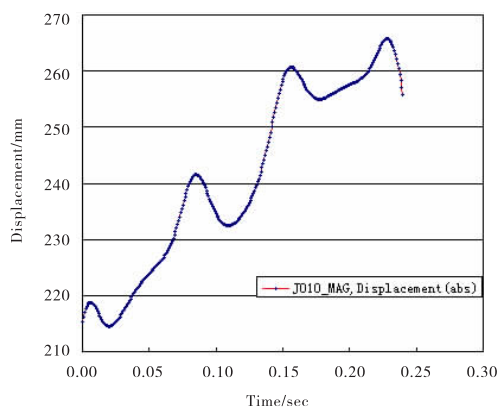


图11 弹簧位移曲线

## 5 结 论

通过对传统平行四杆仿形机构进行结构、受力分析,在此基础上进行创新改进并对新机构应用 UG8.0 软件动力学仿真分析模块进行仿真模拟分析。可以得到以下结论:

(1) 增加压缩弹簧设计。与不安装压缩弹簧相比,免耕播种机播种单体重量最小值可减少  $\Delta G = T \sin(\varphi + \beta) > 0$ ,减轻开沟器入土对播种单体重量的依赖,对免耕播种机的轻量化非常有利。

(2) 仿形轮前后同时的双位仿形设计。研究开沟器的运动参数对仿形机构的影响情况,双位仿形结构使得开沟器运动的轨迹曲线较单仿形机构仿形效果明显改善,满足播种的农艺要求。

(3) 设计仿形机构及其结构。需经过理论设计计算。

(4) 压缩弹簧参数设计。这种设计弹簧与竖直方向夹角较小,可以更大的压力施用于开沟器上。设计弹簧工作行程为  $h_s = 63.7 \text{ mm}$ ,弹簧工作载荷分别为  $P_{max} = 1400 \text{ N}$ 、 $P_{min} = 500 \text{ N}$ ,弹簧的设计刚度  $P_d = 13.34 \text{ N/mm}$ 。弹簧实际工作行程为  $50 \text{ mm}$ ,根据地形通过适当的预紧,保证仿形轮与地面的有效接触,通过与单筒充气减震器配合减少来自免耕地面和牵引机的震动,使开沟器稳定工作,满足设计要求。

(5) 通过在压缩弹簧两端并联单筒充气减震器,有效地减少播种单体受到突然冲击时产生的高频振动。通过配置合适的阻尼孔大小与可用调整阀片弹簧刚度来调节其阻尼特性,保证了整体仿形机构的稳定性、减震性。

(6) 通过播种机仿形机构的运动仿真动画,可以直观、生动地观察仿形机构的运动规律。得到开沟器位移曲线、加速度曲线、仿形角变化曲线、压缩弹簧位移曲线。能够优化仿真参数,及时地发现设计存在的问题,从而减小仿形误差,保证仿形机构在实际应用中达到最佳仿形效果。

### 参 考 文 献:

[1] 白晓虎,张祖立.基于的播种机仿形机构运动仿真[J].农机化研究,2009,31(3):40-42.  
 [2] 姚宗路,高焕文,王晓燕,等.2BMX-5 型小麦-玉米免耕播种机设计[J].农业机械学报,2008,39(12):64-68.

[3] 陈浩,黄虎,杨亚莉,等.固定道对行小麦/玉米通用免耕播种机设计[J].农业机械学报,2009,40(3):72-76.  
 [4] 田斌,韩少平,吴建民.2BMFSG-3/6 型固定道作业免耕施肥播种机的设计[J].农业机械学报,2007,38(6):187-189.  
 [5] 孙伟,吴建民,黄晓鹏,等.2BFM-5 型山地免耕播种机的设计与试验[J].农业工程学报,2011,27(11):26-31.  
 [6] 徐云峰.小型免耕播种机的设计与试验研究[D].北京:中国农业大学,2005.  
 [7] 罗红旗,高焕文,刘安东,等.玉米垄作免耕播种机研究[J].农业机械学报,2006,37(4):45-47.  
 [8] 王庆杰,何进,姚宗路,等.驱动圆盘玉米垄作免耕播种机设计与试验[J].农业机械学报,2008,39(6):68-72.  
 [9] 刘立晶,杨学军,李长荣,等.2BMG-24 型小麦免耕播种机的设计[J].农业机械学报,2009,40(10):39-43.  
 [10] 胡鸿烈,孙福辉.单体仿形压轮式播种单组的设计与试验研究[J].农业机械学报,1996,27(S10):53-57.  
 [11] 范旭辉,贾洪雷,张伟汉.免耕播种机仿形爪式防堵清茬机构参数分析[J].农业机械学报,2011,42(10):56-60.  
 [12] 张晋国,高焕文.免耕播种机新型防堵装置的研究[J].农业机械学报,2000,31(4):33-35.  
 [13] 崔涛,张东兴,杨丽,等.玉米精量播种机同位仿形半低位投种单体设计与试验[J].农业工程学报,2012,28(S2):18-23.  
 [14] 张海玉.大豆精播机电液仿形系统研究[D].大庆:黑龙江八一农垦大学,2010.  
 [15] 赵建亮,尚书旗,赵忠海,等.花生播种机仿形机构的运动仿真分析-基于 UG[J].农机化研究,2012(10):33-36.  
 [16] 盛凯.播种机仿形机构仿形轮配置的研究[J].长春工业大学学报,1995,16(4):21-27.  
 [17] 郝飞,杜建民,张守德.2BQM-6 型免耕播种机设计及播种深度控制研究[J].农机化研究,2015(12):110-114.  
 [18] 马华永,王卫兵,王坤,等.平行四杆仿形机构设计及

- 运动仿真[J].机械工程师,2014(7):121-123.
- [19] BERG M.A non-linear rubber spring model for rail vehicle dynamic analysis[J].Vehicle System Dynamics,1998,30(3-4):197-212.
- [20] 项德响.大豆窄行密植平作高速气吸式精密播种机关键部件的研究[D].哈尔滨:东北农业大学,2010.
- [21] 赵淑红,蒋恩臣,闫以勋,等.小麦播种机开沟器双向平行四杆仿形机构的设计及运动仿真[J].农业工程学报,2013,29(14):26-32.
- [22] 李金梅,张冰蔚.单筒充气式液压减振器外特性仿真[J].噪声与振动控制,2008,28(2):37-40.

## Rotary Tillage Fertilization Seeder Spring-Hydraulic Double Profiling Wheel Profiling Mechanism Innovative Design

XU Guangbin<sup>1</sup>, SHI Yingjie<sup>2</sup>

(1. Faculty of Technology Science, Fuyang Vocational and Technical College, Fuyang 236016, China;

2. Fuyang Fengcheng Machinery Co., Ltd., Fuyang 236036, China)

**Abstract:** Profiling mechanism is an important component of precision no-tillage seeder. The unstability of the parallel four-bar profiling mechanism during planting monomer work process is described through force analysis; the innovation to the improvement of the design is carried on; finally the movement analysis is simulated in UG software. Mechanism motion process is observed by motion simulation animation. The movement rule of profiling institutions is studied; opener displacement curve, acceleration curve, profile angle curve and the compression spring displacement curve are obtained. The results show that profiling is consistent with the theoretical design, and contoured effect is able to meet the requirements of planting. The profiling mechanism can reduce the whole planter continuous vibration, improve the accuracy of profiling, and at a relatively fast sowing rate so that profiling wheel to maintain contact with the ground as well as maintain the stability and depth of the opener. The planter profiling mechanism parameter optimization design has a guiding significance.

**Key words:** four-bar profiling machinery; design; UG; movement simulation