

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.S0.011

曲柄摇杆式残地膜捡拾机构研究*

李刚¹ 张林海^{1,2} 付宇¹ 薛党勤^{1,2} 侯书林¹

(1. 中国农业大学工学院, 北京 100083; 2. 南阳理工学院机械与汽车工程学院, 南阳 473004)

摘要: 针对目前残膜捡拾机构性能不可靠, 造成残膜收净率较低的问题, 提出一种曲柄摇杆式残地膜捡拾机构, 建立机构几何与数学模型, 对所设计机构的工作机理进行仿真、分析与优化, 达到了捡拾与卸膜的工作要求。大田试验表明, 机具的工作效率大于 $0.4 \text{ hm}^2/\text{h}$, 残膜回收率达到 88.5%, 工作过程中基本未出现缠绕问题。

关键词: 残地膜 捡拾机构 卸膜机构 曲柄摇杆

中图分类号: S216.2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)S0-0063-05

引言

我国农业生产中广泛运用了地膜覆盖栽培技术, 田间地膜残留量激增, 严重污染农田与环境。为减少残膜的污染, 国内外研究者对残膜机械化回收进行了研究^[1-5]。我国残膜回收技术仍然处在研究阶段, 产品质量及工作可靠性还不能满足生产实践的需要。地膜捡拾机构是残膜回收机具的核心部件, 其结构和配置关系直接影响到残膜回收机具的性能。因此, 针对当前残膜回收机具普遍存在捡拾率不高、缠绕现象较严重的问题^[6-8], 对地膜捡拾机构进行深入研究, 设计适应性强、可靠性高的地膜捡拾机构, 对于提高残膜回收机具的性能、推广残膜回收机的使用具有重要意义。

1 捡拾机构设计与优化

本文提出一种适应性强、可靠性高的曲柄摇杆地膜捡拾机构^[9-10], 如图 1 所示。

曲柄摇杆捡拾机构对称布置, 可提高工作平稳性, 旋转一周捡拾地膜一次, 机构特殊的运动轨迹保证地膜不缠绕在捡拾机构上。要实现既定的运动轨迹, 满足地膜的捡拾要求, 参数优化时, 除考虑捡拾机构轨迹形状外, 还要考虑不同位置的姿态, 捡拾机构与卸膜机构之间的干涉问题。因此, 该机构在参数优化时, 须满足如下目标要求^[11-15]: 捡拾地膜时不发生地膜脱落, 捡拾段轨迹需形成大圆弧; 轨迹的最低点应低于捡拾地膜的地面 50 mm ; 轨迹点最远处应在膜箱内; 轨迹点应避免与膜箱干涉; 在卸膜

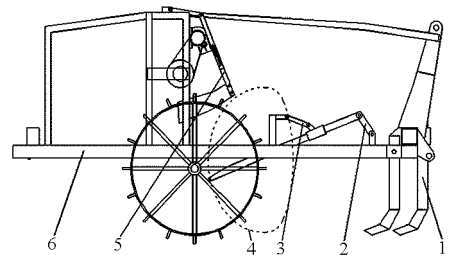


图 1 曲柄摇杆地膜捡拾机构简图

Fig. 1 Schematic diagram of crank-rocker mechanism for collecting plastic film

1. 起膜铲 2. 曲柄 3. 摇杆 4. 捡拾机构运动轨迹 5. 卸膜机构 6. 膜箱

段应尽量使轨迹呈急回状态的小圆弧, 方便脱膜; 与卸膜机构的轨迹应有可靠的重合。

1.1 曲柄摇杆地膜捡拾机原理

挑膜机构采用了曲柄摇杆原理, 如图 2 所示。其中, AB 为曲柄, CD 为摇杆, BC 为连杆, AD 为机架。 CE 为连杆 BC 的延长部分, 其最前端装有弹齿; 机架 AD 的长度由与曲柄 AB 相连的轴承座位置与 D 点上端的可活动横梁共同调节。工作时由传动机构带动曲柄摇杆机构 $ABCD$ 工作, 从而使得 CE 部分实现特定的运动规律, 最终完成挑膜过程。将该机构简化为平面四连杆示意图进行相关尺寸的设计与优化。

其中各杆长以及铰接点位置均为随机设置。图中 l_1 、 l_2 、 l_3 、 l_4 分别为杆 AB 、 BC 、 CD 、 AD 的长度, AB_1C_1D 和 AB_2C_2D 分别是该曲柄摇杆机构的两个极限位置, ω 为曲柄转动的角速度, θ 为极位夹角, φ 为摇杆摆角, α 为压力角, γ 为传动角。

收稿日期: 2014-07-30 修回日期: 2014-08-24

* 国家高技术研究发展计划(863 计划)资助项目(2012AA10A503-4)

作者简介: 李刚, 讲师, 博士生, 主要从事生物质能源技术与装备研究, E-mail: Ligangemail3@126.com

通讯作者: 侯书林, 教授, 博士生导师, 主要从事机械设计 & 制造工艺研究, E-mail: hsl010@126.com

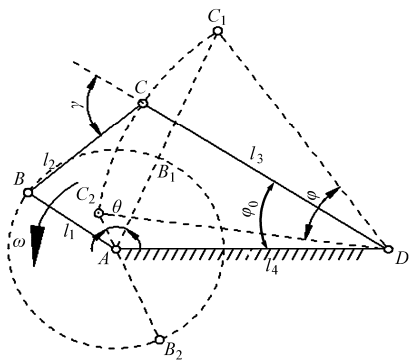


图2 挑膜机构原理图

Fig.2 Schematic of pick film unit

1.2 挑膜机构尺寸约束条件的建立

(1) 确定期望函数

首先规定 φ_0 为摇杆在右极限位置 φ 时的曲柄起始位置角, 它们由杆长 l_1, l_2, l_3 和 l_4 确定。当曲柄从 φ_0 转到 φ 时, 要求摇杆的输出角最优地实现一个给定的运动规律 $f(\varphi)$, 则满足这个运动规律的期望值为

$$\Phi_E = f(\varphi) = \varphi_0 + \frac{2}{3\pi}(\varphi - \varphi_0)^2$$

取机构的期望输出角 $\Phi_E = f(\varphi)$ 和实际输出角 $\Phi = F(\varphi)$ 的平方误差之和作为目标函数, 使得其值达到最小。

(2) 设计变量的确定

决定机构尺寸的各杆长度 l_1, l_2, l_3, l_4 和当摇杆按已知运动规律开始运行时, 曲柄所处的位置角 φ_{E0} 应列为设计变量, 即

$$\mathbf{x} = (l_1, l_2, l_3, l_4, \varphi_{E0})$$

设 $l_1 = 1, l_4 = 3$, 其他杆长为 l_1 的倍数。若取曲柄的初始位置角为极位角, 则 φ_{E0} 及相应的摇杆 CD 的位置角均为杆长的函数, 其关系式为

$$\varphi_{E0} = \arccos \frac{(l_1 + l_2)^2 + l_4^2 - l_3^2}{2(l_1 + l_2)l_4} = \arccos \frac{(1 + l_2)^2 - l_3^2 + 9}{6(l_1 + l_2)} \quad (1)$$

只有 l_2, l_3 为单独变量时, 则设计变量为

$$\mathbf{x} = (l_2, l_3) = (x_1, x_2)$$

(3) 目标函数的确立

目标函数可根据已知的运动规律与机构实际运动规律之间的偏差最小为指标, 即

$$\min f(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^m (\Phi_{Ei} - \Phi_i)^2 \quad (2)$$

式中 m ——输入角的等分数

另外, 由图2可知

$$\varphi_i = \begin{cases} \pi - \alpha_i - \beta_i & (0 \leq \alpha_i, \beta_i < \pi) \\ \pi - \alpha_i + \beta_i & (\pi \leq \alpha_i, \beta_i \leq 2\pi) \end{cases} \quad (3)$$

其中

$$\alpha_i = \arccos \frac{r_i^2 + l_3^2 - l_2^2}{2r_i l_3} = \arccos \frac{r_i^2 + x_2^2 - x_1^2}{2r_i x_2}$$

$$r_i = \sqrt{l_1^2 + l_4^2 - 2l_1 l_4 \cos \varphi_i} = \sqrt{10 - 6 \cos \varphi_i}$$

(4) 杆长约束条件

根据机架空间以及挑膜机构安装位置, 首先初定机架 AD 的杆长 $l_4 = 630$ mm。考虑到机构的杆长按比例变化时, 不会改变其运动规律, 因此设定曲柄 l_1 比例长度为1, 这里可给定 l_4 比例长度为3, 其他杆长则按比例取为 l_1 的倍数。

按照曲柄存在条件, 建立如下约束

$$l_1 \leq l_2 \quad l_1 \leq l_3 \quad l_1 + l_4 \leq l_2 + l_3$$

$$l_2 \leq l_4 - l_1 + l_3 \quad l_3 \leq l_4 - l_1 + l_2$$

(5) 其他约束条件

曲柄与机架共线位置时的传动角(连杆 BC 和摇杆 CD 之间的夹角)为 γ 。

最小传动角 $\gamma_{\min} = \min \angle BCD \geq 45^\circ$, 最大传动角 $\gamma_{\max} = \max \angle BCD \leq 135^\circ$, 结合上述分析推出

$$\left\{ \begin{array}{l} \gamma_{\min} = \arccos \frac{l_2^2 + l_3^2 - (l_4 - l_1)^2}{2l_2 l_3} = \\ \arccos \frac{x_1^2 + x_2^2 - 4}{2x_1 x_2} \geq 45^\circ \\ \gamma_{\max} = \arccos \frac{l_2^2 + l_3^2 - (l_4 + l_1)^2}{2l_2 l_3} = \\ \arccos \frac{x_1^2 + x_2^2 - 16}{2x_1 x_2} \leq 135^\circ \end{array} \right. \quad (4)$$

1.3 基于 Matlab 的优化与计算

将输入角分为30等分, 即 $m = 30$ 。转化为标准形式得到曲柄摇杆机构优化设计标准数学模型为

$$\left\{ \begin{array}{l} \min f(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^m (\Phi_{Ei} - \Phi_i)^2 \\ \mathbf{x} = (l_2, l_3) = (x_1, x_2) \end{array} \right. \quad (5)$$

由前一小节可知, 其约束条件共有7个, 分别为

$$\left\{ \begin{array}{l} g_1(\mathbf{x}) = 1 - x_1 \leq 0 \\ g_2(\mathbf{x}) = 1 - x_2 \leq 0 \\ g_3(\mathbf{x}) = 4 - x_1 - x_2 \leq 0 \\ g_4(\mathbf{x}) = x_1 - x_2 - 2 \leq 0 \\ g_5(\mathbf{x}) = x_2 - x_1 - 2 \leq 0 \\ g_6(\mathbf{x}) = -x_1^2 - x_2^2 + 1.414x_1 x_2 + 4 \leq 0 \\ g_7(\mathbf{x}) = x_1^2 + x_2^2 + 1.414x_1 x_2 - 16 \leq 0 \end{array} \right. \quad (6)$$

运用 Matlab 优化工具箱的命令函数 `fmincon` 来处理此有约束的非线性多元函数最小化优化问题。

连杆机构实现函数优化设计最优解如下: 连杆相对长度 $a = 2.7202$; 摇杆相对长度 $b = 1.6577$; 输出角平方误差和 $f^* = -0.4300$; 最小传动角约束函

数值 $g_1^* = -1.9318$; 最大传动角约束函数值 $g_2^* = -0.1947$ 。

由前述可知, 根据机架空间以及挑膜机构安装位置, 首先初定了机架 AD 的杆长 $l_4 = 630$ mm。因此曲柄 AB 的杆长 $l_1 = 210$ mm, 连杆 BC 的杆长 $l_2 = 346$ mm, 取整为 350 mm, CD 杆长 $l_3 = 571.2$ mm, 取整为 570 mm。

2 挑膜机构末端排齿长度的确定

末端排齿采用了弹齿材料, 如图 3 所示。弹齿随着曲柄摇杆挑膜机构运动, 每个工作周期与地面接触一次, 将膜挑起, 挑起后再与搂膜机构配合, 膜被卸入膜箱。



图 3 弹齿实物图

Fig. 3 Picture of spring teeth

挑膜机构采用弹齿作为挑膜工具有以下优点:

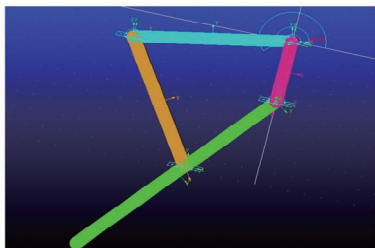
(1) 利用弹齿的弹性, 当任一弹齿遇到阻力较大的石块或草根时, 就被压向后方, 此时并不影响其他弹齿的工作, 待阻力减小, 弹齿即恢复原来的位置, 能够起到适应地形的作用。

(2) 弹齿加工便利, 拆卸方便, 便于维护和保养。

2.1 末端排齿长度的初步计算

挑膜机构采用曲柄摇杆原理, 由其特性知, 曲柄 AB 与连杆 BC 重合时, 如图 4, 弹齿达到最低点, 此时弹齿末端 E 点应至少与地面接触。根据该位置时曲柄杆与水平面的夹角以及机架距离地面的高度, 可计算出 CE 最小长度。

曲柄 AB 长度 210 mm, 连杆 BC 长度 350 mm。由图 4 可知, $\angle ABF = 90^\circ - 65^\circ = 25^\circ$ 。因此



(a)

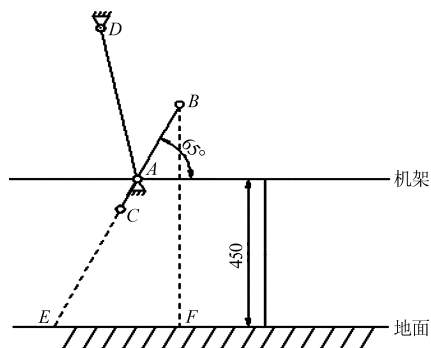


图 4 末端排齿长度确定示意图

Fig. 4 Determination of length for the end gauge teeth

$$l_{BE} = (l_{AB} \cos \angle ABF + 450) / \cos \angle ABF =$$

$$(210 \cos 25^\circ + 450) / \cos 25^\circ =$$

$$(190.32 + 450) / 0.906307787 = 706.52 \text{ mm}$$

$$l_{CE} = l_{BE} - l_{BC} = l_{BE} - l_2 =$$

$$706.52 - 350 = 356.52 \text{ mm}$$

从实际出发, 弹齿末端 E 点最好能够深入土壤 5 ~ 10 cm, 因此 CE 应在理论计算的基础上适当增加长度。这里, 取入土深度 5 cm, 则 $l_{CE'} = l_{CE} + 50 / \cos \angle ABF = 356.52 + 55.17 = 411.69$ mm。 $l_{CE'}$ 可取整为 410 mm。

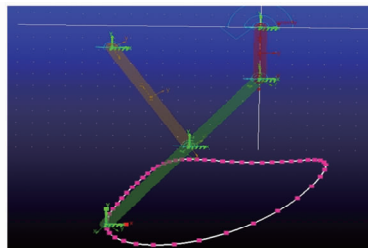
2.2 挑膜弹齿末端轨迹

挑膜机构相关尺寸: 机架 AD 杆长 $l_4 = 630$ mm。因此曲柄 AB 的杆长 $l_1 = 210$ mm, 连杆 BC 的杆长 $l_2 = 350$ mm, 摇杆 CD 的杆长 $l_3 = 570$ mm。连杆 BC 延长部分 CE 为 410 mm。在 ADAMS 中建模如图 5a 所示, 建模后仿真挑膜机构得到挑膜机构弹齿末端的轨迹, 如图 5b 所示。

由该轨迹图可以看出, 下方曲线较为平缓, 意味着在当前尺寸下, 弹齿在挑膜时, 末端与地面接触时间较长, 且运动平缓。因此, 挑膜机构的当前尺寸是比较适合实际工作要求的。

3 挑膜与搂膜机构相对位置确定

本收膜机搂膜机构采用已经设计定型的基于四杆原理的搂膜机构。其原理图如图 6 所示。



(b)

图 5 挑膜机构仿真与末端轨迹

Fig. 5 Simulation and trajectory of pick film unit

(a) 挑膜机构 ADAMS 仿真 (b) 挑膜机构弹齿末端轨迹

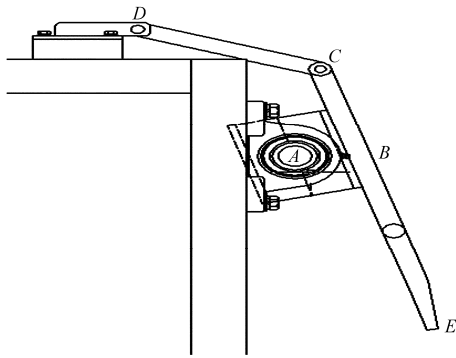


图6 搂膜机构简图

Fig. 6 Sketch of hug film unit

挑膜机构将膜挑起后,经搂膜机构将膜搂向膜箱。因此,要求挑膜机构弹齿末端的轨迹与搂膜机构搂膜耙末端轨迹有重合部分,且重合部分应长短适中且尽量在轨迹的平缓处。

挑膜机构极限位置如图7所示,当曲柄AB转至图示位置时,挑膜机构处在一极限位置,此时曲柄AB与连杆BC的延长线上,挑膜弹齿末端E点在机架上的投影为G点。当挑膜机构与搂膜机构工作时,搂膜机构的搂膜耙末端轨迹应有一段处在直线EG右端。

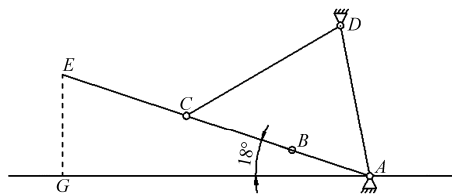


图7 挑膜机构极限位置

Fig. 7 Limit position of pick film unit

$$l_{AC} = l_{AE} \cos \angle EGA = (l_{AB} + l_{BC} + l_{CE}) \cos 18^\circ = (250 + 350 + 412) \times 0.95 = 962.47 \text{ mm}$$

而由已经设计好的搂膜机构相关尺寸可知,搂膜耙末端处在最右端工作状态时,其相对于曲柄旋转中心距离为160 mm。因此搂膜机构曲柄旋转中心与挑膜机构曲柄旋转中心的距离应至少为160 + 962.47 = 1 122.47 mm,取整为1 100 mm。

4 大田试验

大田试验在河北省固安县柳泉收获后的白萝卜地进行,萝卜地起垄种植,垄宽700 mm,垄高150~200 mm,垄沟宽800 mm,试验地面积800 m × 480 m,地面平整,有少量杂草,土壤体积含水率为28.3%,土壤紧实度为428 kPa;地膜幅宽为800 mm,厚度为0.008 mm,地膜两边压入土中,地膜中间有少量土,地膜覆盖时间130 d,有少量破损;机具作业速度为5~5.5 km/h,配套动力为洛阳一拖40型拖拉机。

作业幅宽为800 mm,试验场地中随机选取5部分,量取1 m × 1 m的小块地称量残地膜总量 w ;田间试验作业长度150 m,重复5次进行作业效率测定并检验卸膜率。回收后土地上再随机选取5处,量取1 m × 1 m的小块地处称量剩余地膜量 w_0 ,得到残膜回收率 c , $c = \frac{w - w_0}{w} \times 100\%$ 。大田试验结果见表1。

表1 试验结果

Tab. 1 Experiment results

测试项目	设定值	试验结果
残膜回收率/%	≥80	88.5
卸膜率/%		95
工作效率/($\text{hm}^2 \cdot \text{h}^{-1}$)	0.2~0.4	≥0.4

作业过程中,实现了需要的运动轨迹,基本没有地膜缠绕问题;但土与地膜混合被捡拾机构推入到残膜箱中,造成回收的残地膜夹杂有不少土等杂质;另曲柄摇杆机构振动较大,工作中运动不是很平稳,在后续工作中尚需改进。

5 结论

(1)设计得到捡拾机构的四杆长 l_1 、 l_2 、 l_3 、 l_4 分别为210、350、570、630 mm,加弹齿后 l_2 增加至410 mm。

(2)机具的工作效率大于0.4 hm^2/h ,残膜回收率达到88.5%,工作过程中基本未出现缠绕问题,达到了最初的设计目标。

参 考 文 献

- 何文清,严昌荣,刘爽,等. 典型棉区地膜应用及污染现状的研究[J]. 农业环境科学学报,2009,28(8): 1618-1622.
He Wenqing, Yan Changrong, Liu Shuang, et al. The use of plastic mulch film in typical cotton planting regions and the associated environment pollution[J]. Journal of Agro-Environment Science, 2009,28(8): 1618-1622. (in Chinese)
- 侯书林,胡三媛,孔建铭,等. 国内残膜回收机研究的现状[J]. 农业工程学报,2002,18(3):186-190.
Hou Shulin, Hu Sanyuan, Kong Jianming, et al. Present situation of research on plastic film residue collector in China[J]. Transactions of the CSAE,2002,18(3): 186-190. (in Chinese)
- 薛文瑾,王春耀,朱振中,等. 卷膜式棉花苗期残膜回收机的设计[J]. 农业机械学报,2005,36(3):148-149,147.
Xue Wenjin, Wang Chunyao, Zhu Zhenzhong, et al. Design of rolling-film residue collector for cotton seeding[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2005,36(3): 148-149,147. (in Chinese)
- 那明君,董欣,侯书林,等. 残膜回收机主要工作部件的研究[J]. 农业工程学报,1999,15(2):112-115.

- Na Mingjun, Dong Xin, Hou Shulin, et al. Research on main components of the machine for retrieving the used plastic film after harvesting[J]. Transactions of the CSAE, 1999, 15(2): 112 - 115. (in Chinese)
- 5 卢博友, 杨青, 薛少平, 等. 圆弧形弹齿滚筒式残膜捡拾机构设计及捡膜性能分析[J]. 农业工程学报, 2000, 16(6): 68 - 71.
Lu Boyou, Yang Qing, Xue Shaoping, et al. Design of arc spring-tooth type collector for collecting mulching plastic film the collecting property analysis[J]. Transactions of the CSAE, 2000, 16(6): 68 - 71. (in Chinese)
- 6 张惠友, 侯书林, 那明君, 等. 收膜整地多功能作业机的研究[J]. 农业工程学报, 2007, 23(8): 130 - 134.
Zhang Huiyou, Hou Shulin, Na Mingjun, et al. Multifunctional machine for retrieving the used plastic film after harvesting and soil preparation[J]. Transactions of the CSAE, 2007, 23(8): 130 - 134. (in Chinese)
- 7 陈发, 史建新, 王学农, 等. 弧型齿残膜捡拾滚筒捡膜的机理[J]. 农业机械学报, 2006, 37(6): 36 - 41.
Chen Fa, Shi Jianxin, Wang Xuenong, et al. Study on collecting principle of arc-type tooth roller for collecting plastic residue[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(6): 36 - 41. (in Chinese)
- 8 陈发, 史建新, 赵海军, 等. 固定凸轮残膜捡拾机构的优化设计[J]. 农业机械学报, 2005, 36(12): 43 - 46.
Chen Fa, Shi Jianxin, Zhao Haijun, et al. Optimum design of fixing cam combination mechanism for collecting plastic residue[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36(12): 43 - 46. (in Chinese)
- 9 侯书林, 孔建铭, 张惠友, 等. 弹齿式收膜机构运动数学模型[J]. 农业机械学报, 2003, 34(2): 141 - 142, 145.
Hou Shulin, Kong Jianming, Zhang Huiyou, et al. Motion mathematical models of spring-tooth collecting mechanism [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2003, 34(2): 141 - 142, 145. (in Chinese)
- 10 杨丽, 刘佳, 张东兴, 等. 棉花苗期地膜回收机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2010, 41(增刊): 73 - 77.
Yang Li, Liu Jia, Zhang Dongxing, et al. Design and experiment of plastic film collector for cotton fields during seedling period [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(Supp.): 73 - 77. (in Chinese)
- 11 白圣男, 张惠友, 杨晓丽, 等. 弹齿式收膜机的弹齿预选轨迹方程的建立[J]. 东北农业大学学报, 2007, 38(6): 832 - 834.
Bai Shengnan, Zhang Huiyou, Yang Xiaoli, et al. Establishment of spring-tooth's preconcerted track equation of spring-tooth collecting plastic film machine[J]. Journal of Northeast Agricultural University, 2007, 38(6): 832 - 834. (in Chinese)
- 12 张学军, 吴成武, 王旭东, 等. 残膜分离筛机构的运动仿真与分析[J]. 农业工程学报, 2007, 23(7): 113 - 116.
Zhang Xuejun, Wu Chengwu, Wang Xudong, et al. Motion simulation and analysis of separating sieve mechanism for scrap plastic film[J]. Transactions of the CSAE, 2007, 23(7): 113 - 116. (in Chinese)
- 13 盛凯, 曾南宏. 弹齿滚筒捡拾器的机构特性及其运动数学模型[J]. 农业机械学报, 1991, 22(1): 51 - 57.
Sheng Kai, Zeng Nanhong. The mechanical feature and motional math model of spring-finger cylinder pick-ups[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 1991, 22(1): 51 - 57. (in Chinese)
- 14 王文明, 王春光. 弹齿滚筒式捡拾装置参数分析与仿真[J]. 农业机械学报, 2012, 43(10): 82 - 89.
Wang Wenming, Wang Chunguang. Parameter analysis and simulation of spring-fingercy linder pick up collector[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(10): 82 - 89. (in Chinese)
- 15 谢建华, 侯书林, 付宇, 等. 残膜回收机弹齿式拾膜机构运动分析与试验[J]. 农业机械学报, 2013, 44(增刊1): 94 - 99.
Xie Jianhua, Hou Shulin, Fu Yu, et al. Motion analysis and experiment on spring-tooth mulching plastic film collector[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(Supp. 1): 94 - 99. (in Chinese)

Crank-rocker Mechanism for Collecting Plastic Film

Li Gang¹ Zhang Linhai^{1,2} Fu Yu¹ Xue Dangqin^{1,2} Hou Shulin¹

(1. College of Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China

2. College of Mechanical and Automotive Engineering, Nanyang Institute of Technology, Nanyang 473004, China)

Abstract: Unstable operation performance of mechanism for collecting plastic film results in low rate of collecting used plastic film. A crank-rocker mechanism for collecting plastic film was presented. The geometry and mathematic models of the proposed machine were built for simulating, analyzing and optimizing the work mechanism, then the working requirement for picking-up and removing the used plastic film was met. Field experiment showed that, the working efficiency of machine was higher than 0.4 hm²/h, and the rate of collecting used plastic film was 88.5%. Basically, no operation wound problems were found during the whole experiment.

Key words: Plastic film Collecting mechanism Removing mechanism Crank-rocker