doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2025.01.026

纵向型钉齿链式地膜捡拾装置设计与试验

蒋德莉[1]　颜利民[1,2]　陈学庚[1,2]　莫毅松[3]　张金昊[1]　吴　涛[1]

(1. 石河子大学机械电气工程学院, 石河子 832003; 2. 农业农村部西北农业装备重点实验室, 石河子 832003;
3. 常州汉森机械股份有限公司, 常州 213034)

摘要: 针对常规横向型输送链式地膜捡拾装置作业时撕膜产生细小碎膜造成捡拾率低和回收后残膜含杂率高等问题,研制了纵向型钉齿链式地膜捡拾装置。为进一步提升纵向型地膜捡拾装置作业性能,对该装置进行优化。设计既过载打滑,又方便安装功能部件的摩擦型钉齿式地膜捡拾链。通过理论分析对橡胶链摩擦块、钉齿链驱动轮和链板导轨等关键部件进行设计。基于 ADAMS 建立地膜捡拾链传动系统动力学仿真模型,分析不同转速下捡拾链振动特性,对起膜过程膜杂进行受力分析,优化起膜装置。设计了样机并进行了作业参数多因素试验,以作业速度、捡拾钉齿间距、起膜铲入土深度、起膜铲铲尖与捡拾滚筒中心距为试验因素,残膜捡拾率、回收残膜含杂率和牵引阻力为试验指标,运用 Central Composite Design(CCD)方法开展了四因素五水平二次回归正交组合试验。分析了地膜捡拾装置各试验因素对试验指标的影响,建立了回归模型,并利用多目标优化方法获得了最佳参数组合为:作业速度 6 km/h、捡拾钉齿间距 228.6 mm、起膜铲入土深度 37 mm、起膜铲铲尖与捡拾滚筒中心距 130 mm,此时田间试验测得残膜捡拾率为 90.12%,回收残膜含杂率为 8.96%,牵引阻力为 19.905 kN。试验结果与回归模型预测值相对误差不大于 4.55%,说明参数优化回归模型可靠,摩擦钉齿链式地膜捡拾装置满足残膜回收技术要求。

关键词: 残膜回收; 摩擦型钉齿链; 起膜装置; 动力学仿真; 参数优化

中图分类号: S223.5　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2025)01-0267-15　　**OSID**:

Improved Design and Test of Longitudinal Nail-tooth-chain Plastic Film Pickup Device

JIANG Deli[1]　YAN Limin[1,2]　CHEN Xuegeng[1,2]　MO Yisong[3]　ZHANG Jinhao[1]　WU Tao[1]

(1. *College of Mechanical and Electrical Engineering, Shihezi University, Shihezi* 832003, *China*
2. *Key Laboratory of Northwest Agricultural Equipment, Ministry of Agriculture and Rural Affairs, Shihezi* 832003, *China*
3. *Changzhou Han-Sun Machinery Co., Ltd., Changzhou* 213034, *China*)

Abstract: Compared with the conventional horizontal conveyor chain type plastic film picking device, the longitudinal nail-tooth-chain plate type plastic film picking device developed by our team in the early stage has little tearing effect on the residual film, and the separation effect of the residual film and the impurity is better. In order to further improve the performance of the plastic film pickup device, a friction type nail-tooth-chain plate plastic film pickup chain that can not only overload and slip, but also facilitate the installation of functional components was optimized and designed. The kinematic analysis of the picking nail teeth on the film picking chain was carried out, and the motion equation and trajectory of the picking nail teeth during the operation were determined, as well as the conditions for the nail teeth to complete the film picking. The key parameters of the plastic film picking system were determined by analyzing the condition of no leakage of residual film and the force of the film. At the same time, the structural design and key parameters of the shovel type film lifting device were determined. The force of residual film and impurities in the film lifting process was analyzed, and the film lifting device was optimized. According to the design results, a prototype was developed and a multi-factor test of operating

收稿日期: 2024-09-21　修回日期: 2024-10-11

基金项目: 国家重点研发计划项目(2022YFD2002403)、兵团财政科技计划项目(2023AB014)和新疆维吾尔自治区重点研发计划项目(2022B02020-4)

作者简介: 蒋德莉(1990—),女,博士生,主要从事农业机械设计及理论研究,E-mail: jdl490473814@163.com

通信作者: 陈学庚(1947—),男,研究员,中国工程院院士,主要从事棉花生产机械化和残膜污染治理研究,E-mail: chenxg130@sina.com

parameters was carried out. The operating speed, the spacing of pickup nail teeth, the depth of the film shovel into the soil, and the distance between the tip of the film shovel and the center of the picking drum were used as test factors. The residual film picking rate, impurity rate of recovered residual film and traction resistance were used as test indicators. The central composite design (CCD) method was used to carry out a four-factor five-level quadratic regression orthogonal combination test. The influence of each test factor on the test index of the residual film picking system was analyzed, the regression models were established, and the optimal parameter combination was obtained by using the multi-objective optimization method. When the operating speed was 6 km/h, the pickup nail tooth spacing was 228.6 mm, the depth of the film shovel into the soil was 37 mm, and the distance between the tip of the film shovel and the center of the pickup drum was 130 mm, the field test showed that the residual film pickup rate was 90.12%, the impurity rate of the recovered residual film was 8.96%, and the traction resistance was 19.905 kN. The relative errors between the experimental results and the predicted values of the regression models were no more than 4.55%, indicating that the parameter optimization regression models were reliable, and the designed friction type nail-tooth-chain plate plastic film picking system met the technical requirements of residual film recovery. The research results can provide technical reference for the development of residual film recycling machines.

Key words: residual film recovery; friction type nail-tooth-chain; film lifting device; dynamic simulation; parameter optimization

0 引言

新疆棉花几乎全部采用地膜覆盖种植技术[1-2],每年棉花覆膜种植面积近 2.5×10^6 hm^2,地膜使用量超过 1.8×10^5 t[3]。因地膜使用后未能进行有效回收,土壤中地膜逐年增加造成了严重的塑料污染[4-5]。农田残膜机械回收已成为解决地膜污染的有效手段[1]。捡拾是机械化回收地膜的重要工作环节,要求顺利拾起地膜并与后续环节有效衔接。根据捡拾原理地膜捡拾机构分为伸缩杆齿滚筒式、弹齿式、拨杆式、轮齿式和输送链式等[6-9]。其中输送链式地膜捡拾机构作业时拾起地膜并带动地膜沿输送链方向运动,完成地膜空间转移,对地表层残膜回收率高,且能在输送过程中进行膜杂分离,降低回收残膜含杂率[10]。寇嘉乐等[11]设计的夹指链式残膜回收机捡拾率为 92.85%,回收残膜含杂率为 26.05%。文献[12-13]设计的链耙式残膜回收机捡拾率为 87.26%,残膜含杂率为 12.23%。史增录等[14]设计的垂直双排链式残膜回收机,最优参数组合下残膜拾净率为 86.70%,含杂率为 35.90%。康晓悦等[15]设计了多根皮带纵向排列的残膜捡拾机构,拾膜钉齿铆接于皮带上,试验测得表层残膜回收率为 90.30%。文献[16-17]设计的链带齿式挑膜装置能够有效回收耕层残膜,回收率为 89.50%,含土率为 11.80%。

现有输送链式地膜捡拾机构多为横向型,即在左右两组链条之间横向布置多组带有钉齿或弹齿的拾膜齿杆[13-14,18]。课题组前期设计了一种纵向型地膜捡拾装置,其由多根捡拾链根据膜宽纵向布置,单根捡拾链由多组钢制钉齿链板铰接而成。田间试验表明该装置在横、纵向均具有柔性,对地膜撕裂作用小可实现整膜捡拾,并能促进膜杂有效分离[19-20],但因装置具有振动、动载荷等特性导致磨损较大。目前链和带传动研究成果丰富,主要通过理论分析与建模仿真获取链传动系统动载荷、振动和磨损等特性[21-22],以及带传动应力应变分布、接触摩擦力和振动等特性[23]。目前鲜有具有链和带传动双重特性的相关报道。

本文通过分析棉田残膜捡拾装置功能结构要求和残膜受力,确定摩擦型地膜捡拾链结构参数;对地膜捡拾链进行动力学仿真,验证结构设计可行性,并获得不同驱动转速下捡拾链振动特性;通过前期试验和起膜过程膜杂受力分析,改进起膜部件。设计地膜捡拾装置物理样机并进行田间试验,分析捡拾装置各关键因素对残膜捡拾率、含杂率和牵引阻力等试验指标影响规律,并进行试验验证,以期为优化新疆棉田残膜回收装备提供参考。

1 整机结构与工作原理

1.1 结构组成

根据新疆棉花覆膜种植模型,设计残膜回收机结构如图 1 所示,其主要由铲式起膜装置、捡拾滚筒、钉齿式地膜捡拾链、杂质输送装置、驱动辊、卷膜装置和机架等组成。残膜回收机前端与秸秆粉碎装置通过机架相连,组成秸秆粉碎还田与残膜回收联合作业机。起膜装置与联合作业机机架固定,位于机具最后方。起膜装置、钉齿式地膜捡拾链、捡拾滚筒和驱动辊等组成钉齿链式地膜回收装置。其中捡

拾滚筒、钉齿式地膜捡拾链和驱动辊三者形成链传动，并通过轴承座与联合机具机架连接，可绕驱动辊中心轴转动，实现随地仿形。地膜捡拾链上安装多个捡拾钉齿，数根地膜捡拾链按一定间距纵向排列。

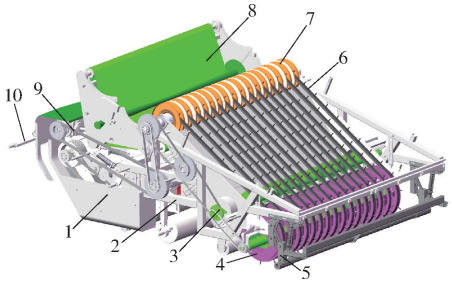


图 1　秸秆粉碎还田-残膜回收联合作业机结构图

Fig. 1　Structure diagram of straw crushing and returning - residual film recovery combined machine

1. 秸秆粉碎装置　2. 机架　3. 杂质输送装置　4. 捡拾滚筒　5. 铲式起膜装置　6. 钉齿式地膜捡拾链　7. 驱动辊　8. 卷膜装置　9. 传动系统　10. 牵引装置

1.2　工作原理

作业时，拖拉机通过牵引装置与联合作业机相连。首先，秸秆粉碎装置将棉秆粉碎，并通过螺旋输送器将粉碎棉秆输送至机具外侧，后由残膜回收机完成地膜捡拾及回收打卷作业，作业原理如图 2 所示。起膜装置在限深弹簧压力下入土一定深度，通过提升土壤将地膜托起，此时地膜捡拾链上捡拾钉齿入土扎破地膜，地膜附着在捡拾钉齿上并随着捡拾链运动而发生翻转，使膜面上杂质朝下。随着捡拾链继续运动，膜面上杂质落入捡拾滚筒或杂质输送装置。当残膜运动到驱动辊时，由于捡拾钉齿与驱动辊外圈高度差，残膜受到拉力，在此拉力作用下残膜向捡拾钉齿齿端方向运动，完成脱膜。脱离捡拾钉齿残膜随后落入卷膜装置中，随卷膜带运动打包成卷，启动液压装置卸膜，完成残膜回收作业。残膜回收机一次作业捡拾 1 幅地膜，膜宽为 2.05 m。

2　残膜回收装置设计

2.1　摩擦型钉齿式地膜捡拾链

课题组前期设计的钢制链板式地膜捡拾链结构如图 3a 所示，主要由钢制链板、销钉、销轴和捡拾钉齿组成，其在主动轮上的运动示意图如图 3b 所示。作业时驱动辊转动，依靠钢制链板两端与驱动辊间的点接触形成摩擦力，带动捡拾链转动。为增加摩擦力、保证传动比，链板中间铆接销钉，与驱动辊和从动辊上的孔配合。

钢制链板式地膜捡拾链传动时，紧边链条开始与驱动辊接触时，链板线速度为

$$v_2 = R_0\omega_2 \tag{1}$$

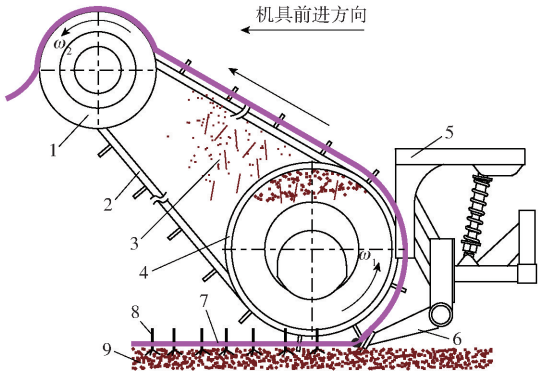
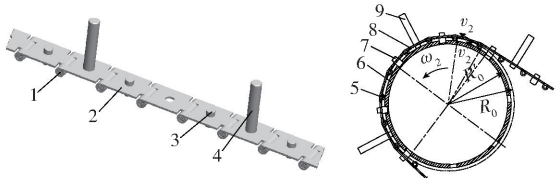


图 2　钉齿链式残膜捡拾装置工作原理图

Fig. 2　Working principle of nail-tooth-chain residual film pickup device

1. 驱动辊　2. 地膜捡拾链　3. 土壤与棉秆等杂质　4. 捡拾滚筒　5. 起膜装置　6. 起膜铲　7. 地膜　8. 棉秆根茬　9. 土壤



(a) 结构示意图　　(b) 运动示意图

图 3　钢制链板式地膜捡拾链结构及运动示意图

Fig. 3　Steel-chain-plate plastic film picking chain structure and motion diagrams

1、5. 销轴　2、8. 钢制链板　3、7. 销钉　4、9. 捡拾钉齿　6. 驱动辊

式中　v_2——驱动辊上销轴速度，m/s

R_0——驱动辊半径，m

ω_2——驱动辊角速度，rad/s

驱动辊与链板初始接触点线速度为

$$v_2' = R_0'\omega_2 \tag{2}$$

式中　v_2'——驱动辊与链板初始接触点线速度，m/s

R_0'——驱动轮上销轴运动半径，m

则链板与驱动辊初始接触点速度差 Δv 为

$$\Delta v = \omega_2(R_0 - R_0') \tag{3}$$

由式(3)可知，当驱动辊半径 R_0 与驱动轮上销轴运动半径 R_0' 差值及角速度 ω_2 越大，链板与驱动辊间的相对运动速度差 Δv 越大。链板采用锰钢材料经调质处理，硬度较高，而驱动辊为普通钢材，因此，地膜捡拾链作业时，链板与驱动辊间磨损较大。钢制链板式地膜捡拾链具有普通链传动特性，振动较大，增加了链板与驱动辊间的磨损。

为解决上述问题，本文结合带和链传动优势，设计了一种摩擦型钉齿式地膜捡拾链，其主要由橡胶链摩擦块、连接链板、销轴和捡拾钉齿组成，如图 4 所示。橡胶链摩擦块通过销轴与连接链板铰接，多组橡胶链摩擦块和连接链板首尾相连形成闭合链条，橡胶链摩擦块上设计孔，可安装捡拾钉齿。捡拾

钉齿一端采用螺纹设计,通过六角厚螺母与橡胶链摩擦块的金属链板骨架相连接,厚螺母可增加扭矩加强钉齿和螺母间紧固力,防止钉齿松动,同时螺纹连接便于地膜回收作业时钉齿磨损或弯曲变形后更换。摩擦型钉齿式地膜捡拾链依靠橡胶链摩擦块侧面或底面与驱动轮接触产生摩擦力,进而传递运动和动力。

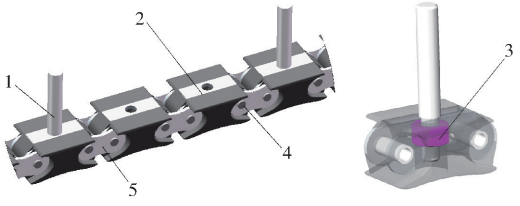
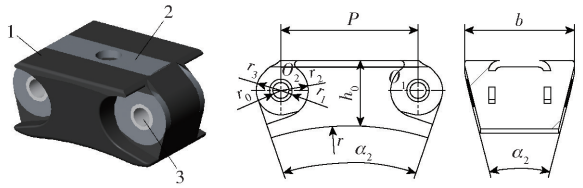


图 4 摩擦型钉齿式地膜捡拾链结构图

Fig. 4 Structure diagram of friction-type nail-tooth-type plastic film pick-up chain

1. 捡拾钉齿 2. 橡胶链摩擦块 3. 六角厚螺母 4. 销轴 5. 连接链板

橡胶链摩擦块是地膜捡拾链主要结构,其由橡胶体、金属链板骨架和轴套组成,结构和主要参数如图 5 所示。摩擦型钉齿式地膜捡拾链依靠橡胶链摩擦块侧面和底面进行动力与运动传递,为增加摩擦面积,并安装固定捡拾钉齿,按照 E 型 V 带尺寸设计橡胶链摩擦块[24],顶宽 b 为 39 mm,高度 h_0为24 mm,楔角 α_2为 29°。综合链板承载能力和捡拾钉齿间距,确定连接链板为符合标准 GB/T 1243—2006《传动用短节距精密滚子链、套筒链、附件和链轮》的 12A 内链节,即节距 P_1 为 19.05 mm,橡胶链摩擦块节距 P 为连接链板节距 2 倍,即 38.1 mm。橡胶链摩擦块轴套内半径 r_0与 12 A 的销轴配合,橡胶体半径 r_2、金属链板骨架半径 r_3与内链板宽度配合,分别为 10、9 mm,橡胶体底部半径 r 为 94 mm。



(a) 橡胶链摩擦块结构 (b) 橡胶链摩擦块参数

图 5 橡胶链摩擦块结构及参数示意图

Fig. 5 Rubber chain friction block structure and parameter diagrams

1. 橡胶体 2. 金属链板骨架 3. 轴套

2.2 钉齿链驱动轮

钉齿链驱动轮为地膜捡拾链运动提供动力来源,同时使地膜在输送过程后期与捡拾钉齿分离,为送至卷膜装置提供条件,其主要由两个相向的脱膜圈形成V形结构,如图 6 所示。为使橡胶链摩擦块两侧面工作面与脱膜圈斜面工作面紧密贴合,槽角 φ 需小于橡胶链摩擦块楔角 α_2,设计为 28°,两个脱膜圈间距 b_d为 42 mm。

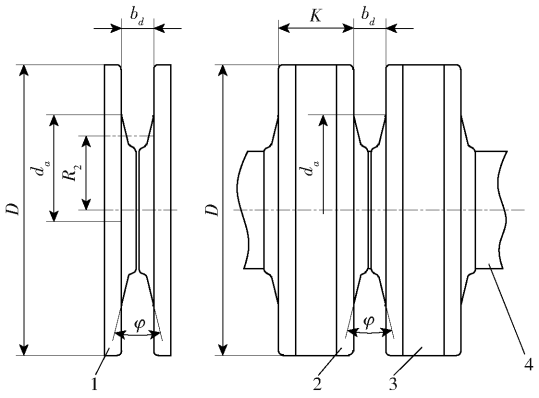


图 6 钉齿链驱动轮结构及参数示意图

Fig. 6 Schematic of structure and parameters of drive wheel of nail-tooth-chain

1、2. 脱膜圈 3. 间隔圈 4. 驱动辊

地膜与钉齿链驱动轮的相互作用与受力分析如图 7 所示。由图 7 可知,地膜在钉齿链驱动轮处与捡拾钉齿脱离有两个条件:①脱膜圈对残膜的作用力足以克服捡拾钉齿对残膜的摩擦力。②捡拾钉齿齿尖在钉齿链驱动轮处的运动轨迹小于脱膜圈外圆环,即利用捡拾钉齿与脱膜圈的高度差实现脱膜。可得

$$\begin{cases} 2(R_2 + h_0 + L) < D \\ 2F_l\cos\varphi_0 \geqslant f \end{cases} \tag{4}$$

式中 R_2——橡胶链摩擦块底部与脱膜圈的接触半径,m

L——钉齿入土最大深度,m

D——脱膜圈外径,m

F_l——地膜所受拉力,N

φ_0——地膜受脱膜圈拉力与捡拾钉齿方向的夹角,(°)

f——残膜所受捡拾钉齿的摩擦力,N

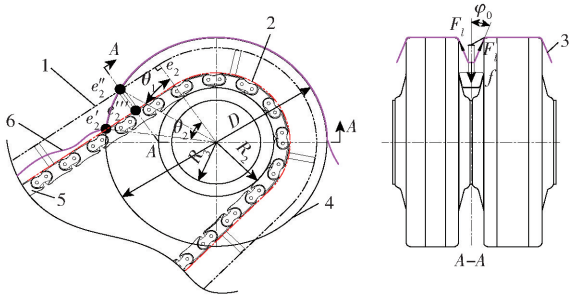


图 7 地膜与钉齿链驱动轮相互作用及受力分析

Fig. 7 Interaction between plastic film and drive roller and force analysis

1. 捡拾钉齿齿尖运动轨迹 2. 捡拾钉齿齿根运动轨迹 3、6. 地膜 4. 脱膜圈 5. 地膜捡拾链

由图 7 可知，残膜在点 e_2' 开始由捡拾钉齿齿根向齿尖运动，到点 e_2'' 处脱离捡拾钉齿，完成脱膜，故地膜运动长度为点 e_2' 到点 e_2'' 的弧长 L_m。捡拾钉齿运动距离为点 e_2'' 到点 e_2''' 的直线距离 L_c。可得

$$\begin{cases} L_m = \dfrac{D}{2}(\theta_2 - \theta_1) \\ L_c = v_0 t = (R_2 + h_0)\omega_2 t = (R_2 + h_0)(\theta_2 - \theta_1) \end{cases} \tag{5}$$

式中　θ_1——捡拾钉齿从点 e_2'' 运动到点 e_2 时对应圆心角，rad

θ_2——捡拾钉齿从点 e_2' 运动到点 e_2 时对应的圆心角，rad

v_0——捡拾链速度，m/s

t——时间，s

则地膜形变量 ΔL 为

$$\Delta L = L_m - L_c = \left(\frac{D}{2} - R_2 - h_0\right)(\theta_2 - \theta_1) \tag{6}$$

由图 7 可知

$$\begin{cases} \cos\theta_2 = \dfrac{2(R_2 + h_0)}{D} \\ \cos\theta_1 = \dfrac{2(R_2 + h_0 + L)}{D} \end{cases} \tag{7}$$

联立方程(6)、(7)可得

$$\Delta L = \left(\frac{D}{2} - R_2 - h_0\right)\left(\arccos\frac{2(R_2 + h_0)}{D} - \arccos\frac{2(R_2 + h_0 + L)}{D}\right) \tag{8}$$

由图 7 和式(8)可知，当残膜从捡拾钉齿根部逐渐向尖端运动时，地膜形变量 ΔL 逐渐变小。由文献[25]可知，地膜形变量 ΔL 越小，残膜应力越小。同时地膜受脱膜圈拉力与捡拾钉齿方向夹角 φ_0 逐渐增大，则 $\cos\varphi_0$ 逐渐变小。因此，当残膜位于捡拾钉齿尖端时，地膜所受拉力 F_l 和 $\cos\varphi_0$ 的乘积最小，若此时满足式(4)，则可顺利脱膜。当残膜位于捡拾钉齿尖端位置时，残膜形变量为

$$\Delta L = \left(\frac{D}{2} - R_2 - h_0 - L\right)\arccos\frac{2(R_2 + h_0 + L)}{D} \tag{9}$$

令捡拾钉齿与脱膜圈高度差 Δh 为

$$\Delta h = \frac{D}{2} - (R_2 + h_0 + L) \tag{10}$$

则

$$\cos\varphi_0 = \frac{\Delta h}{\sqrt{\Delta h^2 + (0.5 b_d)^2}} \tag{11}$$

$$\Delta L = \Delta h \arccos\frac{171}{\Delta h + 171} \tag{12}$$

由式(4)可知，利用捡拾钉齿与脱膜圈高度差 Δh 实现脱膜，则有

$$F_l \geqslant \frac{f}{2\cos\varphi_0} = F_3 \tag{13}$$

其中

$$f = \mu F_c \tag{14}$$

式中　μ——残膜与捡拾钉齿间摩擦因数

F_c——残膜弹力　　F_3——中间变量

地膜捡拾过程中在圆弧段竖直方向时所受拉力最大[26]，为避免残膜被拉断，其所受拉力需小于拉断力，忽略地膜质量，则有

$$G_1 + F_c \leqslant F_z \tag{15}$$

式中　G_1——残膜上杂质重力，N

F_z——残膜纵向最大拉伸力，N

根据前期试验[25]，测得厚度为 0.01 mm 残膜的纵向最大拉伸力 F_z 平均为 2.61 N，测得单位面积内(1 m^2)膜面上杂质重力为 98.12 N(10.012 kg)。则宽度 140 mm、长度 50 mm 膜面杂质重力 G_1 为 0.69 N。假设 G_1 只作用在 10 mm 宽度的残膜上，则可得

$$F_c \leqslant F_z - G_1 = 1.92\ \text{N} \tag{16}$$

残膜与捡拾钉齿间摩擦因数 μ[27] 为 0.439，残膜弹力 F_c 取 1.92 N，将式(14)、(16)代入式(13)可得

$$F_3 = \frac{\mu F_c}{2\cos\varphi_0} = \frac{0.42\sqrt{\Delta h^2 + 21 \times 21}}{\Delta h} \tag{17}$$

当残膜位于捡拾钉齿尖端时，由式(12)、(17)可得，地膜形变量 ΔL、力 F_3 与捡拾钉齿与脱膜圈高度差 Δh 之间关系曲线，如图 8 所示。由图 8 可知，捡拾钉齿与脱膜圈高度差 Δh 越大，越能满足 $F_l > F_3$。当捡拾钉齿与脱膜圈高度差 Δh 为 10 mm 时，力 F_3 约为 1.0 N，地膜形变量 ΔL 约为 3.5 mm，则残膜断裂标称应变为 7%，此时残膜应力 F_l 为 1.1 N[25]，则 $F_l > F_3$。因此捡拾钉齿与脱膜圈高度差 Δh 应大于 10 mm。脱膜圈越大，驱动辊整体重量越大，因此，捡拾钉齿与脱膜圈高度差 Δh 取 15 mm，则脱膜圈外径 D 为 372 mm。

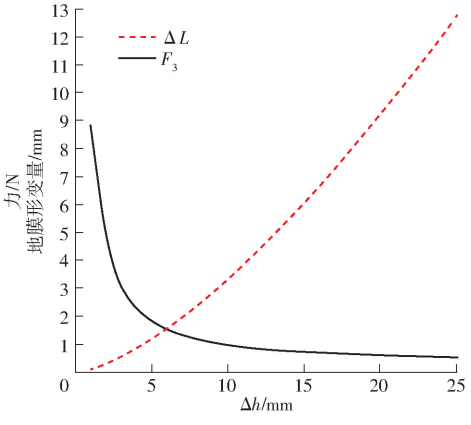


图 8　地膜形变量 ΔL、力 F_3 与 Δh 关系曲线

Fig. 8　Relationship curves between plastic film deformation ΔL, force F_3 and Δh

2.3 链板导轨

链板导轨支撑地膜捡拾链,并随着捡拾链运动而转动。多个链板导轨按一定间距排列,焊接在捡拾滚筒上,通过链板导轨转动带动捡拾滚筒转动。链板导轨主要由导轨圆环和导轨挡板组成,2 个导轨挡板按一定间距焊接在导轨圆环上,如图 9 所示。为保证橡胶链摩擦块在链板导轨中运动时不脱离,同时保证捡拾钉齿最大入土深度,导轨挡板高度 h 为 20 mm。因驱动轮和链板导轨间距较大,为满足累积误差,2 个导轨挡板间距 l_d 为 48 mm。捡拾滚筒内设计有螺旋输送装置,用于输送杂质到机具外侧,故链板导轨直径较大。根据前期设计[19]确定 R_1 为 250 mm。

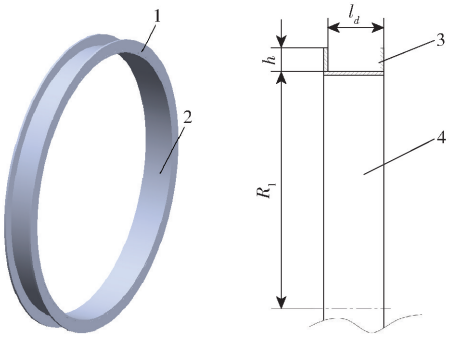


图 9 链板导轨结构及主要参数

Fig. 9 Chain plate guide rail structure and main parameters

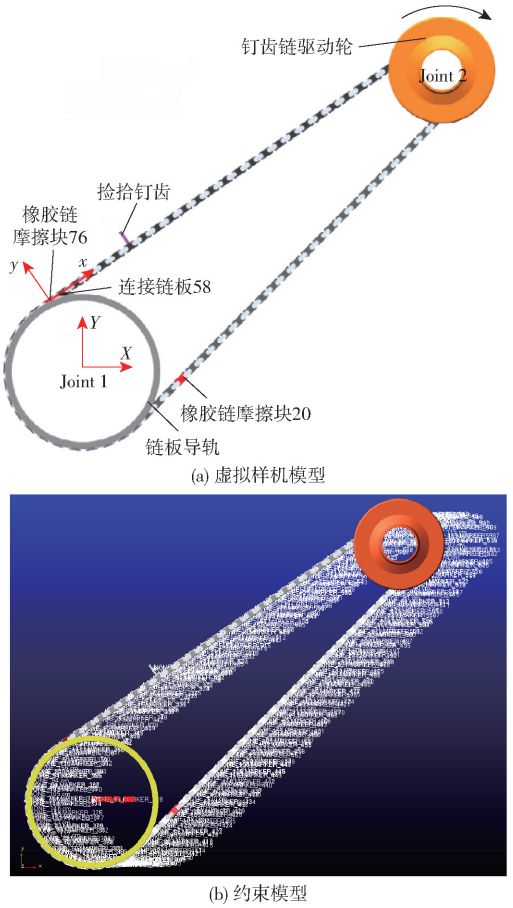
1、3. 导轨挡板 2、4. 导轨圆环

2.4 地膜捡拾链系统动力学仿真

钉齿式地膜捡拾链仿真模型如图 10a 所示,包括钉齿链驱动轮、链板导轨、捡拾钉齿、78 对橡胶链摩擦块和连接链板。建立以链板导轨圆心为原点的全局坐标系 XYZ,以沿链条紧边为 x、垂直链条紧边为 y 的局部坐标系 xyz。参照文献[28 - 29],在 ADAMS 设置零件材质属性。每个橡胶链摩擦块分别与驱动轮和链板导轨通过定义接触力实现接触[30 - 31],并选用库伦摩擦计算模型[32 - 34]。驱动力设置在钉齿链驱动轮上。完成约束设置后的 ADAMS 模型如图 10b 所示。

钉齿链驱动轮作为驱动机构,采用 step 函数实现驱动转速由 0 缓慢增加到设定值。参照文献[26,35]确定捡拾速比 λ 较优值为 1.1。机具前进速度为 4 ~ 8 km/h,可计算出捡拾滚筒转速为 36 ~ 72 r/min,同时计算出钉齿链驱动轮转速为 86 ~ 174 r/min。因此,将钉齿链驱动轮转速分别设定为 86、108、130、152、174 r/min。根据转速将仿真时间分别设定为 4、3.5、3、2.5、2 s。

仿真结束后提取钉齿链驱动轮角速度如图 11a 所示。由图 11a 可知,钉齿式地膜捡拾链从启动到稳定运行所需的时间为 0.2 s。由于驱动采用 step 函数,钉齿链驱动轮角速度实现了缓慢递增,避免了



(a) 虚拟样机模型

(b) 约束模型

图 10 地膜捡拾链传动系统仿真模型

Fig. 10 Simulation model of plastic film pickup chain drive system

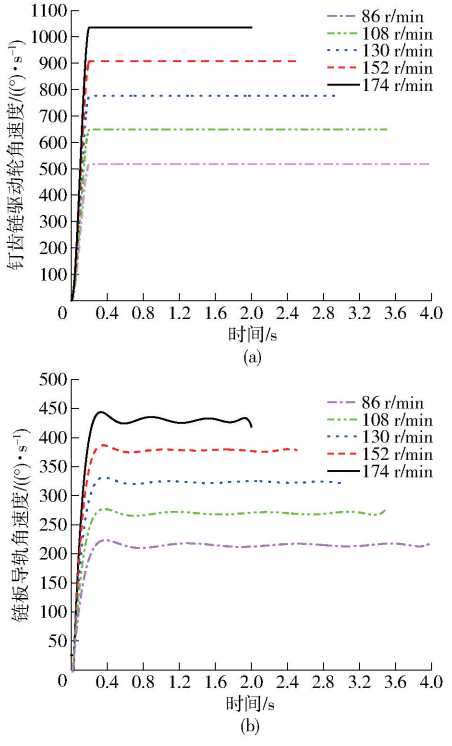


图 11 钉齿链驱动轮和链板导轨角速度变化曲线

Fig. 11 Rotating speed of pin-tooth chain drive wheel and chain plate guide rail

冲击现象。橡胶链摩擦块通过两侧与钉齿链驱动轮接触，以及底部与链板导轨接触实现了力的传递，将运动传递至从动轮链板导轨处，不同驱动转速下链板导轨角速度如图 11b 所示。

在钉齿式地膜捡拾链运行稳定后，链板导轨角速度处于不断波动状态，且随着角速度增加波动幅值呈递增趋势。其原因为钉齿式地膜捡拾链结构特性以及双节距特性，受橡胶链摩擦块不断进入摩擦与退出摩擦，链传动系统产生多边形效应，链板导轨转速出现周期性波动。可得到链板导轨角速度平均值为 216、270、324、378、432(°)/s，即可使捡拾滚筒转速达到设计值 36、45、54、63、72 r/min。

提取橡胶链摩擦块 76 在不同转速下紧边段内的位移波动变化，经换算后得到其垂直紧边链条横向(*Y*)位移波动值。由图 12a 可知，不同转速下橡胶链摩擦块 76 运动至最高点的时间分别在 1.75、1.4、1.2、1、0.9 s。因此，提取橡胶链摩擦块 76 在上述时间内横向波动位移，如图 12b～12f 所示。

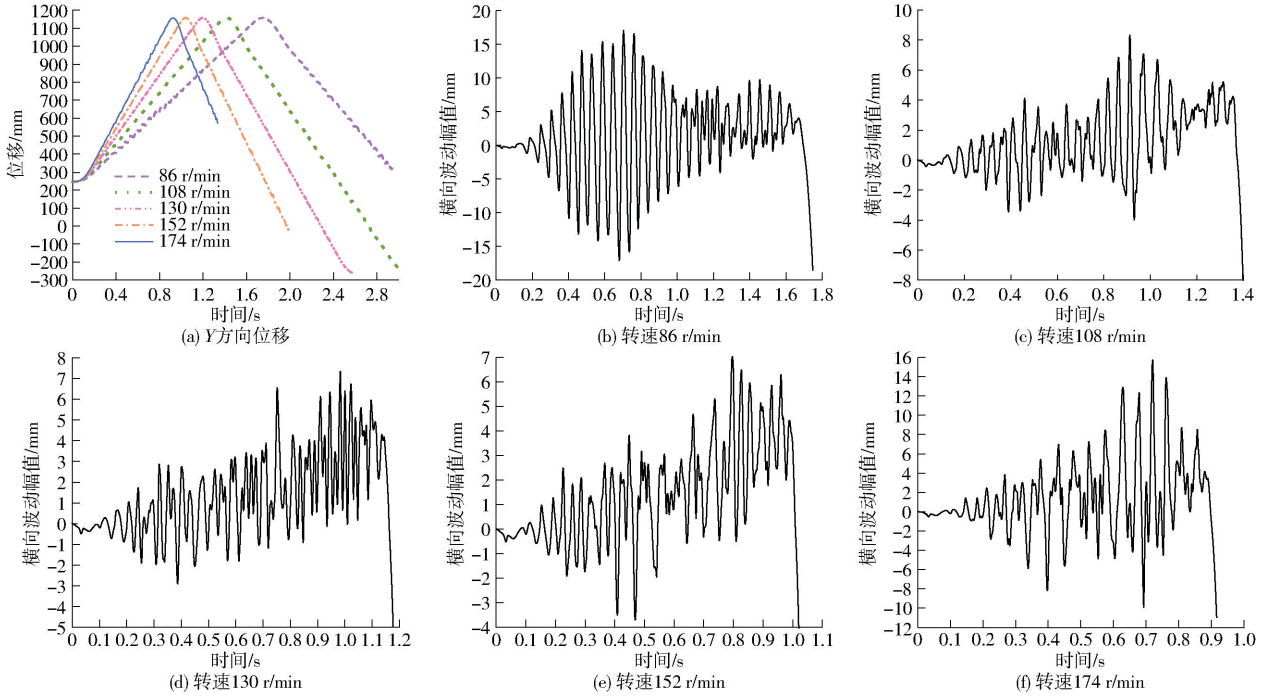


图 12　不同驱动转速下橡胶链摩擦块 76 横向波动情况

Fig. 12　Lateral fluctuation of rubber chain friction block 76 at different driving speeds

由图 12b～12f 可知，在转速为 86 r/min 时，钉齿式地膜捡拾链横向波动幅值约为 35 mm。随着转速升高，捡拾链横向波动幅值呈降低趋势，当转速为 108、130、152 r/min 时，捡拾链波动幅度分别约为 13、11、10 mm。但当转速增加至 174 r/min 时，地膜捡拾链波动幅值也增加，约为 26 mm。

原因为当转速较低时，在橡胶链摩擦块与连接链板间隙和多边形效应等影响下，地膜捡拾链系统在传动过程中稳定性变差，振动幅值较大。随着转速升高，尽管振动频率上升，但链系统间发现碰撞时间变小改善了振动情况，振动幅值变小。但当转速继续提高时，由于地膜捡拾链系统构件物理性能限制使得振动频次和幅值增大。这与贺国峰[36]研究结果一致。由此可知，钉齿式地膜捡拾链在输送地膜阶段，在低速和高速时横向波动幅值较大，捡拾链振动明显，利于膜杂分离，但链系统稳定性较差。

2.5　铲式起膜装置

起膜铲作业时触土板将土壤、表层地膜、膜面上杂质等混合物铲起，并将混合物托起至地膜捡拾机构。膜上杂质随地膜运动，为方便计算，将起膜铲铲起的膜、杂混合物视为一体，对其进行受力分析(图 13a)，则有方程

$$\begin{cases} G_h\cos\lambda_0 + F_{mt}\sin\lambda_0 - F_h = 0 \\ F_{mt}\cos\lambda_0 - G_h\sin\lambda_0 - f_h = 0 \end{cases} \tag{18}$$

其中

$$f_h = \mu_m F_h = F_h\tan\varphi_2 \tag{19}$$

式中　F_h——土壤膜杂混合物的支撑力，N

G_h——地膜与膜面上杂质重力，N

λ_0——触土板入土角，(°)

F_{mt}——膜杂混合物随起膜铲运动所需的力，N

f_h——土壤与膜杂混合物间摩擦力，N

μ_m——土壤与地膜间摩擦因数

φ_2——土壤与地膜间摩擦角，(°)

联立式(18)、(19)可得

$$\begin{cases} F_{mt} = G_h\tan(\lambda_0 + \varphi_2) \\ \lambda_0 = \arctan\dfrac{F_{mt} - \mu_m G_h}{\mu_m F_{mt} + G_h} \end{cases} \tag{20}$$

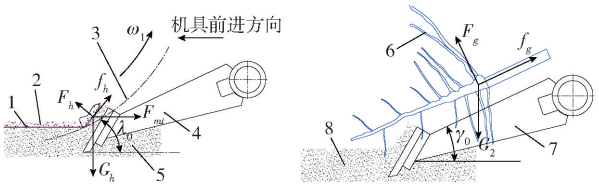


图 13 起膜过程膜杂受力分析

Fig. 13 Stress analysis of film-soil mixture during film lifting process

1. 地膜 2. 膜面上杂质 3. 捡拾钉齿运动轨迹 4、7. 起膜铲 5、8. 土壤 6. 棉秆根茬

由式(20)可知,膜杂混合物随起膜铲运动所需的力 F_{mt} 与地膜与膜面上杂质重力 G_h、触土板入土角 λ_0 和土壤与地膜间摩擦角相关。为保证起膜铲入土性能,提高土壤抬升高度以辅助拾膜机构逆向拾取地膜,结合前期试验[37],确定触土板入土角度 λ_0 为 60°。

起膜铲将棉秆根茬铲起后,通过铲柄主体向后运移根茬。对棉秆根茬在铲柄主体时进行受力分析,如图 13b 所示。由图 13 可知,棉秆根茬能向后运动条件为

$$f_g > G_2 \sin\gamma_0 \tag{21}$$

其中

$$f_g = \mu_g F_g = \mu_g G_2 \cos\gamma_0 \tag{22}$$

式中 f_g——铲柄主体对棉秆根茬的摩擦力,N

G_2——棉秆根茬重力,N

γ_0——铲柄倾角,(°)

μ_g——棉秆根茬与钢间的摩擦因数

F_g——铲柄主体对棉秆根茬的支撑力,N

联立式(21)、(22)则有

$$\gamma_0 < \arctan\mu_g \tag{23}$$

由式(20)可知,铲柄倾角 γ_0 决定着棉秆根茬能否向后移动。根据棉秆根茬与钢间静摩擦因数测量获得 μ_g 为 0.389 ~ 0.664[25],代入式(23)可得 γ_0 < 21.27°,为保证棉秆根茬顺利向后移动,铲柄倾角 γ_0 圆整后取 20°。

对起膜装置进行优化改进后结构如图 14 所示。优化改进点为:①优化起膜铲铲柄倾角,增加棉秆根茬流动性。②增大起膜装置支撑圆管和支撑横梁间距离,便于棉秆根茬顺利越过支撑圆管,较少堆积雍堵。③将中间的加长起膜铲设计到棉花种植行的宽行中间,可以支撑和加强整个起膜装置,同时避开中间棉行根茬堆积。④为降低起膜铲铲起棉秆根茬数量,需增大起膜铲与棉秆根茬的间距,因此,在棉秆植株间 3 个起膜铲间距增大为 140 mm,中间宽行膜上,起膜铲间距为 120 mm,15 个起膜铲整体起膜宽度为 1 800 mm。

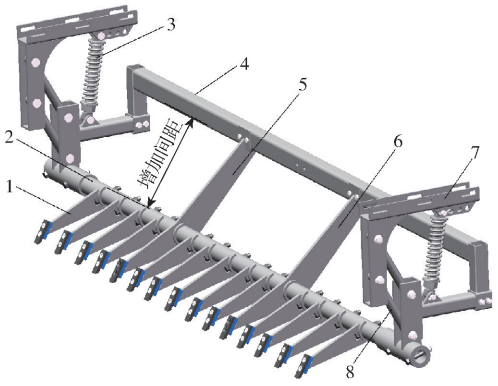


图 14 优化改进后铲式起膜装置结构图

Fig. 14 Optimized and improved shovel-type film-lifting device structure diagram

1. 起膜铲 2. 支撑圆管 3. 限深弹簧 4. 支撑横梁 5、6. 加长起膜铲 7. 连接架 8. 仿形连杆

3 田间试验

3.1 试验材料

2023 年 10 月 20 日—11 月 5 日,钉齿链式残膜回收装置试验在新疆生产建设兵团第八师石总场棉田进行。棉花种植模式为 660 mm + 100 mm 宽窄行,地膜厚度为 0.01 mm,试验时棉花已收获,地面平整,滴灌带已取出,膜面上土壤和杂质较多。试验仪器及设备主要有约翰迪尔 954 型轮式拖拉机、电子秤(量程 50 kg,精度 1 g)、电子秤(量程 500 g,精度 0.001 g)、皮尺(量程 50 m,精度 0.002 m)、智能型数字转速表(99 999 r/min,测量精度 ±(0.05% + 1 digit))、NJTY3 型农机通用动态遥测仪、记号笔及自封袋等。试验样机为钉齿链式残膜回收与秸秆粉碎还田联合作业机,一次作业即可完成棉秆还田和残膜回收作业,动态遥测仪牵引力传感器安装在拖拉机两个下悬挂点和联合作业机牵引架之间,如图 15 所示。

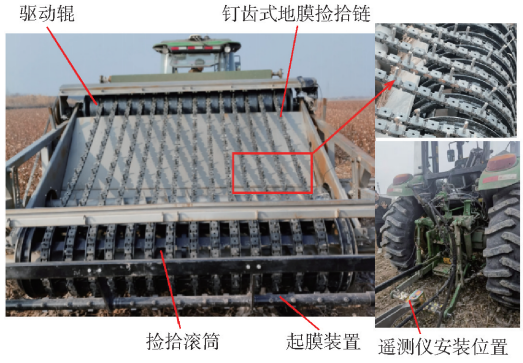


图 15 试验样机

Fig. 15 Test prototype

3.2 试验设计

3.2.1 试验因素

为提高作业效率,机具前进速度为 4 ~ 8 km/h。

捡拾钉齿间距 $L_1 = N(P_1 + P)$(N 为整数)，橡胶链摩擦块节距 P 为 38.1 mm，连接链板节距 P_1 为 19.05 mm，可知相邻两个捡拾钉齿间距 L_1 最小为 57.15 mm，为保证捡拾钉齿数量，L_1 最大取 285.75 mm。根据棉田地表平整度测定结果可知，棉田地表平整度最大值出现在棉花宽行中心位置，在 25 ~ 45 mm 之间[30]，为保证起膜装置将地表残膜与土壤分离，起膜铲入土深度为 30 ~ 50 mm。同时起膜铲铲尖与捡拾滚筒中心距影响起膜与捡拾间的衔接效果以及棉秆根茬运动，根据起膜铲入土深度、捡拾钉齿与起膜铲接触为边界条件，确定起膜铲铲尖与捡拾滚筒中心距为 110 ~ 150 mm。

选取作业速度 x_1、捡拾钉齿间距 x_2、起膜铲入土深度 x_3、起膜铲铲尖与捡拾滚筒中心距 x_4 为试验因素。试验选用四因素二次正交旋转组合设计，各试验因素编码如表 1 所示。

表 1　试验因素编码

Tab. 1　Test factors and coding

编码	因素			
	作业速度 x_1/(km·h^{-1})	捡拾钉齿间距 x_2/mm	起膜铲入土深度 x_3/mm	起膜铲铲尖与捡拾滚筒中心距 x_4/mm
−2	4	57.15	30	110
−1	5	114.30	35	120
0	6	171.45	40	130
1	7	228.60	45	140
2	8	285.75	50	150

试验前，对拖拉机牵引机具作业行驶速度进行测试。根据拖拉机挡位和发动机转速，经过多次测试获得最接近试验要求的 4、5、6、7、8 km/h 等 5 个作业速度。后续试验时，根据作业速度要求调整拖拉机挡位和发动机转速，并通过更换驱动辊处传动链轮齿数确保捡拾速比为 1.1，即确保捡拾滚筒转速分别为 36、45、54、63、72 r/min。捡拾钉齿为可拆卸式，通过在橡胶链摩擦块上间隔安装捡拾钉齿，调整捡拾钉齿间距；通过调节起膜装置限深弹簧改变起膜铲的入土深度，通过调节起膜装置连接架与机架连接孔位置改变起膜铲铲尖与捡拾滚筒中心距。

3.2.2　试验评价指标

以残膜捡拾率、回收残膜含杂率、牵引阻力作为评价指标，获取回收装置关键参数对作业性能指标的影响规律。每组试验结束后，在有效试验区域内选取 5 个测点，每个测点 5 m，收集测点范围内地表未被捡拾的地膜，洗净晾干后称量，计算残膜捡拾率，取平均值。计算式为

$$Y_1 = \left(1 - \frac{W_y}{W_0}\right) \times 100\% \tag{24}$$

式中　Y_1——残膜捡拾率，%

W_y——作业后测点范围内地表未被捡拾的残膜质量，g

W_0——作业前地表层残膜质量，g

同时收集试验区域内回收膜卷质量和杂质质量，计算回收残膜含杂率。计算式为

$$Y_2 = \frac{W_1}{W_2} \times 100\% \tag{25}$$

式中　Y_2——回收残膜含杂率，%

W_1——回收残膜中杂质质量，g

W_2——回收膜卷总质量，g

通过 NJTY3 型农机通用动态遥测仪测得整机牵引阻力 Y_3。

3.2.3　试验方法

钉齿链式残膜回收装置的田间试验按照国家标准 GB/T 25412—2021《残地膜回收机》规定的试验方法进行，残膜回收机试验前经调试运行状况良好。每组试验距离为 100 m，取田间试验 0 ~ 10 m 为整机加速区、10 ~ 90 m 为有效试验区，90 ~ 100 m 为整机降速区。

3.3　试验结果与分析

根据表 1 中设定的正交试验因素编码，利用试验设计与分析软件 Design-Expert 13 中的 Central Composite Design(CCD)模块设计了四因素五水平正交试验[38-39]，合计 36 组回归正交组合试验。试验方案和结果如表 2 所示，表中 X_1、X_2、X_3、X_4 为因素编码值。

3.3.1　方差分析及响应模型构建

运用 Design-Expert 13 软件对表 2 中的试验结果进行方差分析，结果如表 3 所示。由表 3 可知，残膜捡拾率 Y_1、回收残膜含杂率 Y_2 和牵引阻力 Y_3 等 3 个试验指标的回归模型 P 均小于 0.01，表示极显著。3 个试验指标失拟项分别为 0.094 9、0.069 8 和 0.188 8，其 P 均大于 0.05，说明失拟项相对于纯误差不显著。此外，残膜捡拾率、回收残膜含杂率和牵引阻力 3 个模型 R^2 分别为 0.934 0、0.964 8 和 0.913 5，变异系数分别为 1.04%、4.70% 和 2.76%，表明 3 个模型可以分别解释 93.40%、96.48% 和 91.35% 以上的响应值变化，预测值与实际值之间具有高度相关性，试验误差较小，表明回归模型与实际情况拟合度较好。根据回归方差分析结果，构建的试验影响因素 X_1、X_2、X_3、X_4 与试验评价指标 Y_1、Y_2、Y_3 之间的二阶响应模型为

$$\begin{aligned} Y_1 = {} & 92.47 - 0.518\,3X_1 - 0.691\,7X_2 - 0.275\,8X_3 - \\ & 1.33X_4 + 0.832\,5X_1X_2 + 0.045X_1X_3 - 0.067\,5X_1X_4 + \\ & 0.142\,5X_2X_3 + 0.105X_2X_4 - 0.607\,5X_3X_4 - \\ & 1.88X_1^2 - 1.21X_2^2 - 0.729\,8X_3^2 - 0.342\,3X_4^2 \end{aligned} \tag{26}$$

表 2 二次正交旋转组合试验设计方案与结果

Tab. 2 Design scheme and results of quadratic orthogonal rotation combination test

序号	因素				Y_1/%	Y_2/%	Y_3/kN
	X_1	X_2	X_3	X_4			
1	-1	-1	-1	-1	91.92	13.13	20.528
2	1	-1	-1	-1	89.28	14.31	22.642
3	-1	1	-1	-1	87.96	11.22	19.727
4	1	1	-1	-1	88.73	10.03	19.332
5	-1	-1	1	-1	92.14	13.64	21.045
6	1	-1	1	-1	89.51	14.83	24.207
7	-1	1	1	-1	88.79	9.74	21.745
8	1	1	1	-1	89.65	10.53	21.752
9	-1	-1	-1	1	90.83	12.53	20.737
10	1	-1	-1	1	88.09	13.72	23.552
11	-1	1	-1	1	87.67	10.61	18.737
12	1	1	-1	1	87.74	8.93	19.045
13	-1	-1	1	1	88.75	12.94	22.155
14	1	-1	1	1	85.92	14.14	25.125
15	-1	1	1	1	85.68	9.04	22.252
16	1	1	1	1	86.46	10.31	20.162
17	-2	0	0	0	85.21	14.41	20.218
18	2	0	0	0	83.17	16.54	22.678
19	0	-2	0	0	87.59	15.21	23.962
20	0	2	0	0	86.17	7.51	19.332
21	0	0	-2	0	89.11	10.12	20.972
22	0	0	2	0	88.46	11.62	24.625
23	0	0	0	-2	94.12	12.33	22.482
24	0	0	0	2	86.55	9.43	22.507
25	0	0	0	0	91.35	10.14	21.375
26	0	0	0	0	92.81	9.53	20.415
27	0	0	0	0	92.54	9.64	21.280
28	0	0	0	0	91.13	10.35	21.232
29	0	0	0	0	92.57	9.54	21.357
30	0	0	0	0	91.51	10.52	20.592
31	0	0	0	0	92.66	9.83	20.565
32	0	0	0	0	93.18	9.21	20.572
33	0	0	0	0	93.39	9.39	21.182
34	0	0	0	0	92.84	9.94	21.240
35	0	0	0	0	92.62	9.54	19.822
36	0	0	0	0	93.03	10.04	21.392

$$Y_2 = 9.81 + 0.3421X_1 - 1.84X_2 + 0.15375X_3 - 0.4588X_4 - 0.3481X_1X_2 + 0.3094X_1X_3 + 0.0006X_1X_4 - 0.1894X_2X_3 - 0.00312X_2X_4 + 0.0369X_3X_4 + 1.37X_1^2 + 0.3397X_2^2 + 0.2172X_3^2 + 0.2197X_4^2 \quad (27)$$

$$Y_3 = 20.92 + 0.5755X_1 - 1.1X_2 + 0.8937X_3 + 0.0349X_4 - 0.8269X_1X_2 - 0.0496X_1X_3 - 0.0553X_1X_4 + 0.2498X_2X_3 - 0.3442X_2X_4 + 0.0689X_3X_4 + 0.0197X_1^2 + 0.0695X_2^2 + 0.3574X_3^2 + 0.2814X_4^2 \quad (28)$$

3.3.2 显著交互项对残膜捡拾率的影响

由表 3 可知，交互项 X_1X_2、X_3X_4 对试验评价指标残膜捡拾率 Y_1 有显著影响。固定其他 2 个因素在 0 水平，研究 2 个因素间交互效应，各因素显著交互响应曲面如图 16 所示。

由图 16a 可知，作业速度由 4 km/h 增至 8 km/h 时，残膜捡拾率先增后减，捡拾钉齿间距增加时，残膜捡拾率也先增后减。但受作业速度影响，当作业速度为 8 km/h 时残膜捡拾率较低。由此可知，作业速度较低时，捡拾钉齿间距在接近 171.45 mm 处，有较高的残膜捡拾率。此外，当 X_1 和 X_2 同时由最低水平增至最高水平时，残膜捡拾率 Y_1 先增后减。当作业速度为 6 km/h、捡拾钉齿间距为 171.45 mm 时，可获得较高的残膜捡拾率 Y_1。

由图 16b 可知，当起膜铲入土深度为 30 mm，起膜铲铲尖与捡拾滚筒中间距由 110 mm 增至 150 mm 时，残膜捡拾率先增后减，但趋势不明显。当起膜铲入土深度为 50 mm，起膜铲铲尖与捡拾滚筒中间距由 110 mm 增至 150 mm 时，残膜捡拾率递减。可知，在起膜铲入土深度较大时，减小起膜铲铲尖与捡拾滚筒中间距可提高残膜捡拾率。当起膜铲铲尖与捡拾滚筒中间距一定时，起膜铲入土深度由 30 mm 增至 50 mm 时，残膜捡拾率先增后降。当 X_3 和 X_4 同时由最低水平增至最高水平时，残膜捡拾率 Y_1 先增后减。当起膜铲入土深度为 30 ~ 40 mm、起膜铲铲尖与捡拾滚筒中间距为 110 ~ 130 mm 时，可获得较高的残膜捡拾率 Y_1。

3.3.3 显著交互项对回收残膜含杂率的影响

由表 3 可知，交互项 X_1X_2 及 X_1X_3 为试验评价指标回收残膜含杂率 Y_2 的显著影响因素。回收残膜含杂率显著交互项响应曲面如图 17 所示。

由图 17a 可知，当捡拾钉齿间距固定时，作业速度由 4 km/h 增至 8 km/h 时，回收残膜含杂率先降后增。而当作业速度固定时，随着捡拾钉齿间距的增加，回收残膜含杂率 Y_2 递减。由此可知，当捡拾钉齿间距较大时，作业速度较高或较低都能获得较低 Y_2。当 X_1 和 X_2 同时由最低水平增至最高水平时，回收残膜含杂率 Y_2 递减。当作业速度为 5 ~ 7 km/h、捡拾钉齿间距为 228.60 ~ 285.75 mm 时，可获得较低的回收残膜含杂率 Y_2。

由图 17b 可知，当起膜铲入土深度不变时，随着作业速度增加，回收残膜含杂率先降后增。当作业速度为 4 km/h 时，起膜铲入土深度增加时，回收残膜含杂率递减。而当作业速度为 8 km/h 时，随着起膜铲入土深度的增加，回收残膜含杂率递增。可知，当作业速度较高时，通过降低起膜铲入土深度可降

表 3　二次回归正交旋转组合试验方差分析

Tab. 3　Analysis of variance of quadratic regression orthogonal rotation combination test

来源	残膜捡拾率 Y_1			回收残膜含杂率 Y_2			牵引阻力 Y_3		
	平方和	F	P	平方和	F	P	平方和	F	P
模型	260. 23	21. 24	<0. 000 1 **	160. 68	41. 11	<0. 000 1 **	77. 19	15. 83	<0. 000 1 **
X_1	6. 45	7. 37	0. 013 *	2. 81	10. 06	0. 004 6 **	7. 95	22. 82	0. 000 1 **
X_2	11. 48	13. 12	0. 001 6 **	81. 51	292. 01	<0. 000 1 **	29. 26	84. 02	<0. 000 1 **
X_3	1. 83	2. 09	0. 163 4	0. 567 3	2. 03	0. 168 7	19. 17	55. 05	<0. 000 1 **
X_4	42. 61	48. 68	<0. 000 1 **	5. 05	18. 09	0. 000 4 **	0. 029 2	0. 083 8	0. 775
X_1X_2	11. 09	12. 67	0. 001 9 **	1. 94	6. 95	0. 015 5 *	10. 94	31. 42	<0. 000 1 **
X_1X_3	0. 032 4	0. 037	0. 849 3	1. 53	5. 49	0. 029 1 *	0. 039 3	0. 112 9	0. 740 2
X_1X_4	0. 072 9	0. 083 3	0. 775 7	6.25×10^{-6}	0	0. 996 3	0. 049	0. 140 6	0. 711 5
X_2X_3	0. 324 9	0. 371 2	0. 548 9	0. 573 8	2. 06	0. 166 4	0. 998 5	2. 87	0. 105 2
X_2X_4	0. 176 4	0. 201 5	0. 658 1	0. 000 2	0. 000 6	0. 981 3	1. 9	5. 44	0. 029 7 *
X_3X_4	5. 9	6. 75	0. 016 8 *	0. 021 8	0. 077 9	0. 782 8	0. 076	0. 218 3	0. 645 1
X_1^2	112. 93	129. 01	<0. 000 1 **	59. 92	214. 67	<0. 000 1 **	0. 012 5	0. 035 8	0. 851 7
X_2^2	46. 55	53. 18	<0. 000 1 **	3. 69	13. 23	0. 001 5 **	0. 154 5	0. 443 7	0. 512 6
X_3^2	17. 04	19. 47	0. 000 2 **	1. 51	5. 41	0. 030 2 *	4. 09	11. 74	0. 002 5 **
X_4^2	3. 75	4. 28	0. 051	1. 54	5. 53	0. 028 5 *	2. 53	7. 27	0. 013 5 *
残差	18. 38			5. 86			7. 31		
失拟	12. 42	2. 29	0. 094 9	4. 1	2. 56	0. 069 8	4. 48	1. 74	0. 188 8
误差	5. 96			1. 76			2. 83		
总和	278. 61			166. 54			84. 5		
R^2		0. 934 0			0. 964 8			0. 913 5	
R^2_{adj}		0. 890 0			0. 941 3			0. 855 8	
变异系数/%		1. 04			4. 70			2. 76	

注：** 表示极显著（$P<0.01$）；* 表示显著（$0.01\leqslant P<0.05$）。

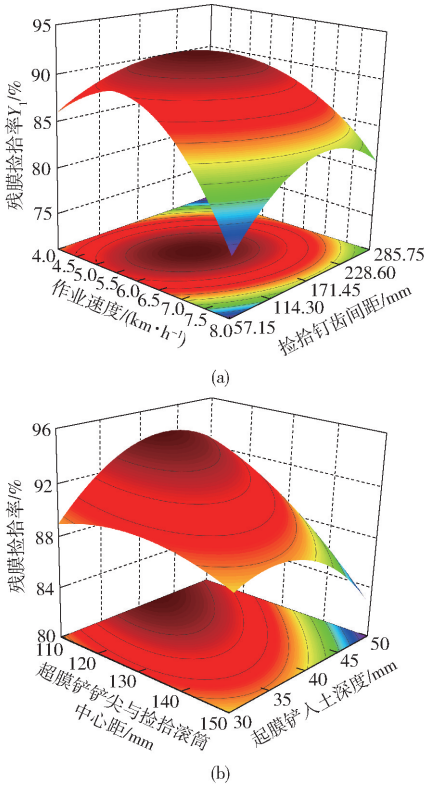


图 16　交互项 X_1X_2 及 X_3X_4 对 Y_1 影响规律

Fig. 16　Influence of interaction terms X_1X_2 and X_3X_4 on Y_1

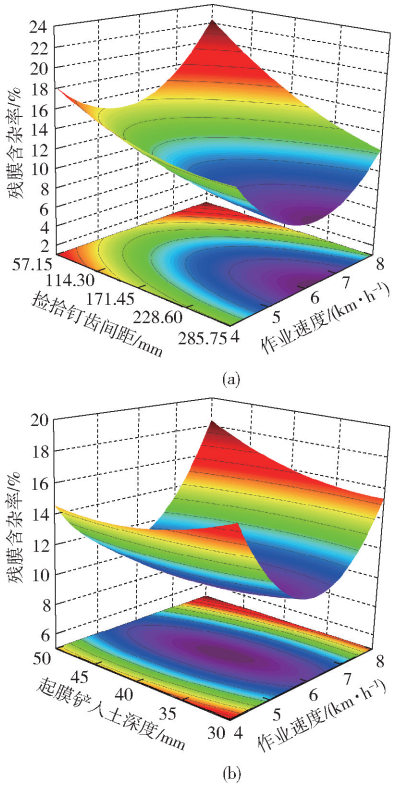


图 17　交互项 X_1X_2 及 X_1X_3 对 Y_2 影响规律

Fig. 17　Influence of interaction terms X_1X_2 and X_1X_3 on Y_2

低回收残膜含杂率。此外，当 X_1 和 X_3 同时由最低水平增至最高水平时，回收残膜含杂率 Y_2 先降后增。当作业速度在 6 km/h、起膜铲入土深度在 40 mm 时，可获得较低的回收残膜含杂率 Y_2。

3.3.4 显著交互项对牵引阻力的影响

由表 3 可知,交互项 X_1X_2 及 X_2X_4 为试验评价指标牵引阻力 Y_3 的极显著或显著影响因素。各因素对牵引阻力的显著交互响应曲面如图 18 所示。

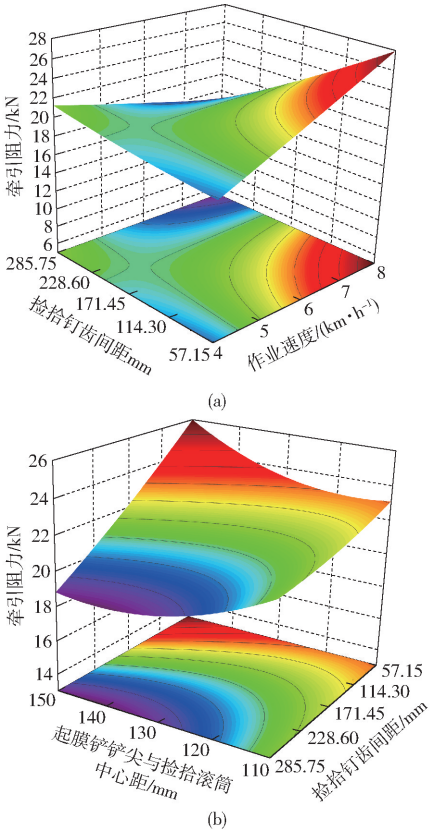


图 18 交互项 X_1X_2 及 X_2X_4 对 Y_3 影响规律

Fig. 18 Influence interaction terms X_1X_2 and X_2X_4 on Y_3

由图 18a 可知,当捡拾钉齿间距为 57.15 mm 时,作业速度 X_1 由 4 km/h 增至 8 km/h 时,牵引阻力 Y_3 递增。而当捡拾钉齿间距为 285.75 mm,随作业速度增加,牵引阻力递减。可知,在捡拾钉齿间距 X_2 较小时,降低作业速度 X_1,有利于获得较低的牵引阻力。在捡拾钉齿间距 X_2 较大时,提高作业速度 X_1,可获得较低的牵引阻力。当作业速度为 4 km/h 时,牵引阻力随捡拾钉齿间距的增加递增。但当作业速度为 8 km/h 时,随着捡拾钉齿间距增加,牵引阻力递减。可知,当作业速度较低时,减小捡拾钉齿间距 X_2,有利于获得较低的牵引阻力。当作业速度较高时,增加捡拾钉齿间距 X_2,也有利于获得较低的牵引阻力。当 X_1 和 X_2 同时由最低水平增至最高水平时,牵引阻力 Y_3 先增后降。当作业速度为 6 km/h、捡拾钉齿间距为 228.60 mm 时,可获得较低的牵引阻力 Y_3。

由图 18b 可知,当起膜铲铲尖与捡拾滚筒中心距不变时,随捡拾钉齿间距增加,牵引阻力 Y_3 递减。当捡拾钉齿间距为 57.15 mm,起膜铲铲尖与捡拾滚筒中心距增加时,牵引阻力 Y_3 先减后增。而当捡拾钉齿间距为 285.75 mm,随起膜铲铲尖与捡拾滚筒中心距的增加,牵引阻力 Y_3 递减。当 X_2 和 X_4 同时由最低水平增至最高水平时,牵引阻力 Y_3 递减。当捡拾钉齿间距为 285.75 mm、起膜铲铲尖与捡拾滚筒中心距为 130 ~ 150 mm 时,可获得较低的牵引阻力 Y_3。

3.4 目标参数优化及试验验证

为使钉齿链式残膜回收装置作业效果最佳,要求装置拾膜效果好、膜杂分离干净、牵引阻力较低。为此,以残膜捡拾率、回收残膜含杂率和牵引阻力为目标函数,对残膜回收装置作业速度、捡拾钉齿间距、起膜铲入土深度、起膜铲铲尖与捡拾滚筒中心距等 4 个试验因素进行优化,目标函数和约束条件为

$$\begin{cases} \max Y_1(x_1,x_2,x_3,x_4) \\ \min Y_2(x_1,x_2,x_3,x_4) \\ \min Y_3(x_1,x_2,x_3,x_4) \\ \text{s.t.} \begin{cases} 4\ \text{km/h} \leqslant x_1 \leqslant 8\ \text{km/h} \\ 57.15\ \text{mm} \leqslant x_2 \leqslant 285.75\ \text{mm} \\ 30\ \text{mm} \leqslant x_3 \leqslant 50\ \text{mm} \\ 110\ \text{mm} \leqslant x_4 \leqslant 150\ \text{mm} \end{cases} \end{cases} \tag{29}$$

利用 Optimization 模块对构建的二次回归模型优化,获取钉齿链式残膜回收装置的最佳参数组合为:作业速度 6.06 km/h、捡拾钉齿间距 219.78 mm、起膜铲入土深度 37.07 mm、起膜铲铲尖与捡拾滚筒中心距 129.94 mm,此时,残膜捡拾率 Y_1 为 90.87%,回收残膜含杂率 Y_2 为 8.57%,牵引阻力 Y_3 为 19.505 kN。

为验证模型预测结果可靠性,对钉齿链式残膜回收装置试验中最优参数进行验证。考虑试验可行性,将作业速度设 6 km/h、捡拾钉齿间距 228.6 mm(根据橡胶链摩擦块节距 38.1 mm 和连接链板节距 19.05 mm 确定与优化最接近值)、起膜铲入土深度 37 mm、起膜铲铲尖与捡拾滚筒中心距 130 mm。进行 3 次重复试验,并取试验结果平均值,结果如表 4 所示。钉齿链式残膜回收装置田间试验作业效果如图 19 所示。

表 4 试验指标预测值及试验验证值对比

Tab. 4 Comparison of predicted and verified values of test indexes

项目	残膜捡拾率/%	回收残膜含杂率/%	牵引阻力/kN
预测值	90.87	8.57	19.505
验证值	90.12 ± 0.79	8.96 ± 0.41	19.905 ± 0.290
相对误差/%	0.83	4.55	2.05

由表 4 可知,在钉齿链式残膜回收装置最优参



(a) 作业后地表　　(b) 回收膜卷

图 19　钉齿链式残膜回收装置田间试验效果

Fig. 19　Field test effect of nail-tooth-chain residual film recovery device

数组合下，残膜捡拾率平均值为 90.12%，回收残膜含杂率平均值为 8.96%，牵引阻力平均值为 19.905 kN。残膜捡拾率试验值与优化值相对误差为 0.83%，回收残膜含杂率试验值与优化值相对误差为 4.55%，牵引阻力试验值与优化值相对误差为 2.05%。试验结果与模型预测值较为接近，表明构建的二阶响应模型具有较好的预测性及解释度。设计的钉齿链式残膜回收装置逆向拾膜原理可行、作业效果较好，满足残膜回收作业技术要求。

设计的纵向型地膜捡拾装置拾膜效果和前期设计的横向型地膜捡拾装置拾膜效果对比如图 20 所示。由图 20a 可知，纵向型地膜捡拾装置作业时地膜完整性较好，回收后地表干净(图 19a)，同时地膜在输送过程中翻转，膜面上杂质在重力和振动作用下与地膜分离，回收膜卷中杂质较少(图 19b)。而横向型地膜捡拾装置作业时将地膜撕成条状，并产生细小碎片残膜，回收后地表残留较多，导致残膜捡拾率较低，如图 20b 所示，同时横向布置拾膜钉齿阻挡了地膜中秸秆掉落，导致回收残膜含秆率增加。

4　结论

(1)设计了一种摩擦型地膜捡拾链，采用单个独立式橡胶链摩擦块通过链板首位相连，依靠橡胶体侧面或底面摩擦传递运动与力，并在金属链板骨架上安装捡拾钉齿，解决了带传动安装附加功能部件时粘接强度不足、打孔铆接带整体性破坏以及链啮合传动时磨损较大问题。



(a) 纵向型　　(b) 横向型

图 20　地膜捡拾装置作业效果对比

Fig. 20　Comparison of operation effects of plastic film picking devices

(2)通过分析摩擦型地膜捡拾链功能结构要求和残膜受力，确定了结构参数；基于 ADAMS 建立了地膜捡拾链传动系统动力学仿真模型，验证了结构设计可行性，并获得不同驱动转速下地膜捡拾链振动特性；对起膜过程中膜杂受力进行了分析，改进了起膜部件。

(3)确定了影响地膜捡拾装置作业质量的关键因素为作业速度、捡拾钉齿间距、起膜铲入土深度、起膜铲铲尖与捡拾滚筒中心距，以残膜捡拾率、回收残膜含杂率和牵引阻力为试验指标，对钉齿链式地膜捡拾装置开展了四因素五水平二次回归正交组合田间试验，分析了捡拾装置各试验因素对试验指标的影响，建立了回归模型，利用多目标优化方法获得了最佳参数组合。

(4)样机试验结果表明，当作业速度为 6 km/h、捡拾钉齿间距为 228.6 mm、起膜铲入土深度为 37 mm、起膜铲铲尖与捡拾滚筒中心距为 130 mm 时，钉齿链式地膜捡拾装置的残膜捡拾率为 90.12%，回收残膜含杂率为 8.96%，牵引阻力为 19.905 kN。试验结果与回归模型预测值相对误差不大于 4.55%。

参　考　文　献

[1]　赵岩，陈学庚，温浩军，等. 农田残膜污染治理技术研究现状与展望[J]. 农业机械学报，2017，48(6)：1－14.
ZHAO Yan，CHEN Xuegeng，WEN Haojun，et al. Research status and prospect of control technology for residual plastic film pollution in farmland[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2017，48(6)：1－14. (in Chinese)

[2]　胡莉婷，胡琦，潘学标，等. 气候变暖和覆膜对新疆不同熟性棉花种植区划的影响[J]. 农业工程学报，2019，35(2)：90－99.
HU Liting，HU Qi，PAN Xuebiao，et al. Effects of global warming and plastic mulching on cotton-planting zoning with different matures in Xinjiang[J]. Transactions of the CSAE，2019，35(2)：90－99. (in Chinese)

[3]　国家统计局. 中国统计年鉴[M]. 北京：中国统计出版社，2023.

[4]　YANG Jiankang，ZHAI Zhiqiang，LI Yulin，et al. Design and research of residual film pollution monitoring system based on UAV [J]. Computers and Electronics in Agriculture，2024，217：108608.

[5]　ROCHMAN C M. Microplastics research-from sink to source[J]. Science，2018，360：28－29.

[6]　史增录，张学军，刘小鹏，等. 卷辊式耕层残膜回收机设计与试验[J]. 农业机械学报，2024，55(2)：128－137.
SHI Zenglu，ZHANG Xuejun，LIU Xiaopeng，et al. Design and test of roll-type tillage layer residual film recovery machine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2024，55(2)：128－137. (in Chinese)

[7]　LIU Xiaolong，ZHAO Wuyun，ZHANG Hua，et al. Design and experiment of an upper-side-discharge straw-returning and bundle

self-unloading integrated corn residual film recycling machine[J]. International Journal of Agricultural and Biological Engineering,2023,16:61 – 70.

[8] CAO Silin,XIE Jianhua,WANG Hezheng,et al. Design and operating parameters optimization of the hook-and-tooth chain rail type residual film picking device[J]. Agriculture,2022,12:1717.

[9] DONG Jianhao,WANG Jian,BI Xinsheng,et al. Analysis and test of clamp conveying type residual film recycling and film impurity separation mechanism[J]. Processes,2022,10:1816.

[10] 梁荣庆,陈学庚,张炳成,等. 新疆棉田残膜回收方式及资源化再利用现状问题与对策[J]. 农业工程学报,2019,35(16):1 – 13.
LIANG Rongqing,CHEN Xuegeng,ZHANG Bingcheng,et al. Problems and countermeasures of recycling methods and resource reuse of residual film in cotton fields of Xinjiang[J]. Transactions of the CSAE,2019,35(16):1 – 13. (in Chinese)

[11] 寇嘉乐,王吉奎,王磊,等. 夹指链式棉田残膜回收秸秆粉碎还田一体机设计与试验[J]. 农业工程学报,2023,39(23):14 – 22.
KOU Jiale,WANG Jikui,WANG Lei,et al. Integrating clamping finger-chain residual film recycling and straw crushing return to cotton field[J]. Transactions of the CSAE,2023,39(23):14 – 22. (in Chinese)

[12] 曹肆林,谢建华,杨豫新,等. 侧排式棉秸秆还田及残地膜回收联合作业机的设计与试验[J]. 吉林大学学报(工学版),2023,53(5):1514 – 1528.
CAO Silin,XIE Jianhua,YANG Yuxin,et al. Design and experiment of side row cotton straw returning and residual film recovery combined machine[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition),2023,53(5):1514 – 1528. (in Chinese)

[13] 谢建华,杨豫新,曹肆林,等. 导向链耙式地表残膜回收机设计与试验[J]. 农业工程学报,2020,36 (22):76 – 86.
XIE Jianhua,YANG Yuxin,CAO Silin,et al. Design and experiments of rake type surface residual film recycling machine with guide chain[J]. Transactions of the CSAE,2020,36 (22):76 – 86. (in Chinese)

[14] 史增录,张学军,程金鹏,等. 垂直双排链式残膜回收机输膜卸膜装置设计与试验[J]. 干旱地区农业研究,2023,41(3):257 – 265.
SHI Zenglu,ZHANG Xuejun,CHENG Jinpeng,et al. Design and test of film transfer and unloading device of vertical double-row chain residual film recycling machine[J]. Agricultural Research in the Arid Areas,2023,41(3):257 – 265. (in Chinese)

[15] 康晓悦,赵岩,陈学庚,等. 齿带式残膜捡拾机构的设计与试验[J]. 甘肃农业大学学报,2020,55(2):166 – 174.
KANG Xiaoyue,ZHAO Yan,CHEN Xuegeng,et al. Design and experiment of nail-teeth belt residual film collector[J]. Journal of Gansu Agricultural University,2020,55(2):166 – 174. (in Chinese)

[16] 李贵春,王金强,侯书林,等. LCCM – 2000A 型齿链式残膜回收机的研制[J]. 农机化研究,2022,44(9):63 – 67.
LI Guichun,WANG Jinqiang,HOU Shulin,et al. Development of LCCM – 2000A tooth chain type residual film recycling machine[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research,2022,44(9):63 – 67. (in Chinese)

[17] 孙岳,简建明,田玉泰,等. 残膜回收机旋转式起膜装置起膜机理分析与试验[J]. 农业机械学报,2018,49(增刊):304 – 310.
SUN Yue,JIAN Jianming,TIAN Yutai,et al. Analysis and experiment of filming mechanism of rotary film-lifting device of residual film recycling machine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2018,49(Supp.):304 – 310. (in Chinese)

[18] 靳伟,丁幼春,农峰,等. 抖动链齿杆式残膜–土壤–秸秆挖掘与输送装置设计与试验[J]. 农业机械学报,2023,54 (11):71 – 82.
JIN Wei,DING Youchun,NONG Feng,et al. Design and test of excavating and conveying device with vibrating chain tooth and bar for residual film – soil – straw[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2023,54(11):71 – 82. (in Chinese)

[19] 杨松梅,颜利民,莫毅松,等. 随动式残膜回收机捡拾装置设计与试验[J]. 农业机械学报,2018,49(12):109 – 115,164.
YANG Songmei,YAN Limin,MO Yisong,et al. Design and experiment on collecting device for profile modeling residual plastic film collector[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2018,49(12):109 – 115,164. (in Chinese)

[20] 王昭宇,陈学庚,颜利民,等. 随动式残膜回收机起膜捡拾机构设计与试验[J]. 农业机械学报,2021,52(4):80 – 90.
WANG Zhaoyu,CHEN Xuegeng,YAN Limin,et al. Design and experiment on collecting and removing device for profile modeling residual plastic film collector[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2021,52(4):80 – 90. (in Chinese)

[21] 王凯, 李勇, 田楠, 等. 高速连续强冲击下的滚子链动力学特性研究[J]. 振动与冲击,2022,41(15):280 – 286.
WANG Kai,LI Yong,TIAN Nan,et al. Dynamic characteristics of roller chain under high-speed continuous strong impact[J]. Journal of Vibration and Shock,2022,41(15):280 – 286. (in Chinese)

[22] 程亚兵, 陈璐翔, 葛平玉, 等. 双相正时套筒链的动力学仿真分析及磨损失效[J]. 吉林大学学报(工学版),2022,52(4):781 – 788.
CHENG Yabing,CHEN Luxiang,GE Pingyu,et al. Dynamic simulation analysis and wear failure of dual-phase timing bush chain[J]. Journal of Jilin University(Engineering and Technology Edition),2022,52 (4):781 – 788. (in Chinese)

[23] 秦书安,周鹏,周玉杰,等. 带传动行业发展状况综述[J]. 机械传动,2020,44(8):1 – 7.
QIN Shu'an,ZHOU Peng,ZHOU Yujie,et al. Summary of the development of belt drives industry[J]. Journal of Mechanical

Transmission,2020,44(8):1 - 7. (in Chinese)
[24] 濮良贵,陈国定,吴立言. 机械设计[M]. 北京:高等教育出版社,2019.
[25] JIANG Deli, CHEN Xuegeng, YAN Limin, et al. Mechanical and friction properties of agricultural plastic film during autumn harvest period of cotton in Xinjiang, China[J]. Environmental Science and Pollution Research, 2023, 30: 89238 - 89252.
[26] 杨松梅. 随动式棉田残膜回收机设计及关键技术研究[D]. 长春:吉林大学,2020.
YANG Songmei. Design and key technology research of passive cotton field residual plastic film recycling machine[D]. Changchun: Jilin University, 2020. (in Chinese)
[27] 梁荣庆. 多刃齿刀式棉田机收膜杂切碎特性研究[D]. 石河子:石河子大学,2022.
LIANG Rongqing. Study on the cutting characteristics of residual film and impurities formachine harvesting in cotton field with multi-edge tooth cutter[D]. Shihezi: Shihezi University, 2022. (in Chinese)
[28] 牛康. 马铃薯整薯精密播种关键技术研究[D]. 北京:中国农业大学,2017.
NIU Kang. Study of key technologies on the whole potato seed precision sowing[D]. Beijing: China Agricultural University, 2017. (in Chinese)
[29] 杨家豪. 甘蓝拔取输送装置的设计及试验研究[D]. 佳木斯:佳木斯大学,2023.
YANG Jiahao. Design and experimental study of cabbage picking and conveying device[D]. Jiamusi: Jiamusi University, 2023. (in Chinese)
[30] 舒彩霞,曹士川,廖宜涛,等. 基于 ADAMS 的油菜割晒机顺向侧铺装置参数优化与试验[J]. 农业机械学报,2022,53(增刊 2):11 - 19,38.
SHU Caixia, CAO Shichuan, LIAO Yitao, et al. Parameter optimization and experiment of forward laying device for rape windrower based on ADAMS[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(Supp. 2): 11 - 19, 38. (in Chinese)
[31] 李海同,吴崇友,沐森林,等. 基于 ANSYS - ADAMS 的立式油菜割晒机铺放角形成机理[J]. 农业工程学报,2020,36(14):96 - 105.
LI Haitong, WU Chongyou, MU Senlin, et al. Formation mechanism of laying angle of vertical rape windrower based on ANSYS - ADAMS[J]. Transactions of the CSAE, 2020, 36(14): 96 - 105. (in Chinese)
[32] 江守波. 刮板输送机多工况动力学特性仿真与试验研究[D]. 青岛:山东科技大学,2018.
JIANG Shoubo. Simulation and test research on dynamic properties of armoured face conveyor under multi-working conditions[D]. Qingdao: Shandong University of Science and Technology, 2018. (in Chinese)
[33] 张鹏. 带传动摩擦系数测试系统研究[D]. 长春:长春理工大学,2021.
ZHANG Peng. Research on testing system of friction coefficient of belt transmission[D]. Changchun: Changchun University of Science and Technology, 2021. (in Chinese)
[34] 姚辉,杜向阳. 基于 ADAMS 的环链电动葫芦动力学研究[J]. 中国农机化学报,2019,40(4):138 - 141.
YAO Hui, DU Xiangyang. Research on dynamics of ring chain electric hoist based on ADAMS[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2019, 40(4): 138 - 141. (in Chinese)
[35] 蒋德莉,陈学庚,颜利民,等. 随动式残膜回收机清杂系统作业参数优化[J]. 农业工程学报,2019,35(19):1 - 10.
JIANG Deli, CHEN Xuegeng, YAN Limin, et al. Optimization of working parameters of cleaning system for master-slave residual plastic film recovery machine[J]. Transactions of the CSAE, 2019, 35(19): 1 - 10. (in Chinese)
[36] 贺国峰. 模切机步进链传动系统的动力学特性分析[D]. 兰州:兰州交通大学,2021.
HE Guofeng. Dynamic characteristics analysis of intermittent transmission chain system in die-cutting machine[D]. Lanzhou: Lanzhou Jiaotong University, 2021. (in Chinese)
[37] YANG Songmei, CHEN Xuegeng, YAN Limin, et al. Performance of three different spades for residual plastic film recycling machine[J]. Applied Engineering in Agriculture, 2020, 36: 187 - 195.
[38] 程学科,成述儒,纵瑞,等. 二次正交旋转组合设计优化肉羊 TMR 加工工艺[J]. 饲料工业,2022,43(1):24 - 30.
CHENG Xueke, CHENG Shuru, ZONG Rui, et al. Optimization of processing technology of sheep TMR by quadratic orthogonal rotation combination design[J]. Feed Industry, 2022, 43(1): 24 - 30. (in Chinese)
[39] 林静,张桐嘉,田阳,等. 秸秆深埋还田仿生开沟装置优化与试验[J]. 农业机械学报,2018,49(增刊):50 - 59,67.
LIN Jing, ZHANG Tongjia, TIAN Yang, et al. Optimization and experiment on bionic deep-buried device for returning straw in field[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(Supp.): 50 - 59, 67. (in Chinese)