doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2025.10.035

基于逆向交替旋掘的烟秆拔除收集作业机设计与试验

李连豪[1]　韩　硕[1]　杨小密[1]　麻国震[1]　刘　园[2]　赵大勇[3]

(1.河南农业大学机电工程学院,郑州 450002;2.河南省烟草公司南阳市公司,南阳 473061;
3.哈尔滨市农业科学院农机分院,哈尔滨 150029)

摘要:针对我国烟秆清理机械化水平较低、效率低和功能性单一等问题,设计了基于逆向交替旋掘的整烟秆拔除收集一体化作业机,可以一次性完成拔秆、运输、抖土和聚拢成堆等作业。结合农艺要求,阐明了逆向交替旋掘原理;对样机进行总体结构设计和分析其工作原理;结合刀辊运动轨迹及烟秆旋掘运动学分析,确定了刀辊部件结构参数;对输送链排进行结构设计,通过理论分析与计算确定输送链排倾斜角为 22.3°;通过抛秆条件计算抛秆辊与输送链排转速比为 1.3∶1;对收集箱放料口结构进行设计,使开合口的两边在完全打开后能保持平行;田间试验结果表明:拔秆率为 96.7%,残茬率为 3.3%,满足设计和实际作业要求。

关键词:烟秆;拔除;收集作业;运动学分析;田间试验

中图分类号:S225.99　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2025)10-0410-10　　**OSID**:

Design and Experiment of Tobacco Stalk Harvesting Machine Based on Reverse Alternating Rotary Excavation

LI Lianhao[1]　HAN Shuo[1]　YANG Xiaomi[1]　MA Guozhen[1]　LIU Yuan[2]　ZHAO Dayong[3]

(1. *College of Mechanical and Electrical Engineering*, *Henan Agricultural University*, *Zhengzhou* 450002, *China*
2. *Henan Tobacco Company Nanyang City Company*, *Nanyang* 473061, *China*
3. *Agricultural Machinery Research Institute*, *Harbin Academy of Agricultural Sciences*, *Harbin* 150029, *China*)

Abstract: Aiming to address the challenges of low mechanization, inefficiency, and functional limitations in tobacco stalk removal in China, an integrated whole-stalk harvesting and collecting machine was developed based on the reverse alternating rotary excavation principle, enabling continuous operations, including stalk extraction, conveying, soil separation, and pile formation in a single workflow. Guided by agronomic requirements, the kinematic mechanism of reverse alternating excavation was rigorously modeled, and a prototype was designed with optimized structural parameters: the cutter roller geometry was determined through trajectory analysis and soil-stalk interaction dynamics, while the conveying chain assembly was configured with a 22.3° inclination angle derived from theoretical force equilibrium calculations. Critical operational parameters, including the 1.3∶1 speed ratio between the stalk-throwing roller and conveying chain, were calibrated to satisfy material transfer thresholds. The discharge gate of the collection box was structurally redesigned to ensure parallel alignment during full opening, enhancing operational reliability. Field validation tests demonstrated a 96.7% stalk extraction rate and a 3.3% residue retention rate, meeting both design specifications and practical agricultural performance criteria. The integration of multi-functional modules, precision kinematics, and agronomic compatibility positioned this system as a robust solution for sustainable tobacco field management, bridging the gap between mechanical innovation and crop-specific operational demands.

Key words: tobacco stalk; stalk removal; collection work; kinematic analysis; field test

0　引言

烟草秸秆清理工作是烟草生产过程中的重要环节。在烟叶采收后,若不能及时将烟秆拔除并清理出田,一方面会影响后续轮作作物的种植,另一方面烟根在地下长期发酵会产生大量病菌,对耕地会造

收稿日期:2025-04-02　修回日期:2025-05-26

基金项目:河南省烟草公司南阳市公司科技创新项目(2022411300200078)和河南省科技攻关计划项目(232102110302)

作者简介:李连豪(1980—),男,副教授,主要从事现代农业装备研究,E-mail:lianhao8002@126.com

通信作者:刘园(1989—),男,农艺师,主要从事现代农业装备研究,E-mail:312821761@qq.com

成一定程度的污染，不利于可持续发展的总体要求[1-3]。因此需要在烟叶采收后及时开展烟草拔秆工作[4]。

烟秆根系庞大，将其拔出有一定的难度。传统的拔秆方式由人力完成，人工拔秆费时费力且效率较低，而且由于农村劳动力短缺，劳动成本也在逐年升高[5-6]。随着农业机械化进程的不断推进，目前市面上已经出现了一些专用烟秆拔秆机具，如美国 MarCo 公司的 6027 型烟草整秆式收获机[7-8]，可实现烟叶和茎秆的整秆式收获；加拿大的 DeCloet 公司研制的烟草联合收割机[9]，其与大型拖拉机配套前置安装，通过前方的切割装置将烟根烟秆分离，一次作业可完成 16 行的拔秆工作；日本文明农机株式会社生产的 KB－10 型拔根搬出机[10]，采用与拖拉机配套使用的设计，具有链条夹持式拔秆结构，配备了先进的破垄装置，能够有效地拔起烟秆。拔起的烟秆随后直接输送至粉碎机构，拔秆效率高，烟秆处理更加方便。山东华盛泰山公司研制的 4JD－80 型烟草拔秆机[11]，具有高效的破土装置，可实现单行烟秆整秆拔除，结构简单，拔秆效率高；李俊豪等[12]研制的链夹夹持式烟草拔秆机，用对向回转的双排链作为拔秆机的夹持机构，双排链夹持在烟秆的根部向上运输，直至将烟秆完全拔出地面。使用压力弹簧来自动控制夹持机构的松紧以保证无论烟秆粗细都能被夹持到，夹持机构被设置在拖拉机的一侧，只需将夹持机构对准烟垄就能连续不断地完成拔秆工作。上述烟秆拔除装置对于降低劳动强度和提高拔秆效率具有重要意义。

同时，上述烟秆拔秆装置也存在以下问题：外形较大不适合我国烟田实际情况；需配合另外的人工或收集装置才能实现收集功能，效率不高。因此开发一款具有烟秆拔除兼收集功能的装置成为亟待解决的问题。

基于上述问题，本文开发出一款基于逆向交替旋掘的整烟秆拔除收集一体化作业机。对样机进行总体结构设计；分析其工作原理，确定刀辊部件结构参数，进行输送链排等结构设计。实现一次性完成拔秆、运输、抖土和聚拢成堆等功能。

1　整机结构与工作原理

1.1　整机结构

整机结构如图 1 所示，其主要由机架、拔秆刀辊、输送链排、抛秆辊、收集箱以及传动机构等部件构成。本装置采用后置牵引式，通过牵引架与拖拉机相连接。机架的上方布置锥齿轮箱，为整个设备的动力输入部分，锥齿轮箱下安装拔秆刀辊，在拔秆刀辊后面设置有传送链排，传送链排后面安装抛秆辊，最后在抛秆辊后设置自动开合收集箱。整机参数如表 1 所示。

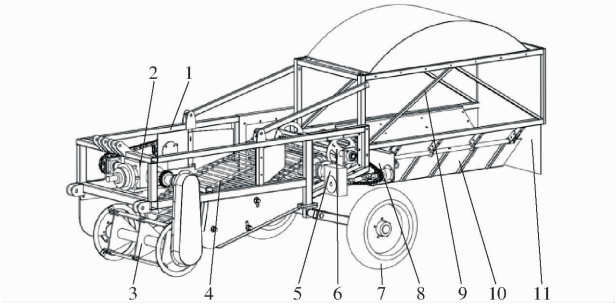


图 1　烟秆拔除收集作业机整机结构图

Fig. 1　Overall structure diagram of tobacco stalk pulling machine

1. 机架　2. 齿轮箱　3. 拔秆刀辊　4. 输送链排　5. 蜗杆减速器　6. 抛秆辊　7. 行走轮　8. 间歇机构　9. 收集箱　10. 放料口　11. 后挡板

表 1　整机参数

Tab. 1　Main technical parameters of machine

参数	数值
外形尺寸(长×宽×高)/(mm×mm×mm)	4 573×1 458×1 608
配套功率/kW	32.5
生产率/($hm^2 \cdot h^{-1}$)	0.3～0.5
拔秆行数/行	1
工作幅宽/cm	70
整机质量/kg	380

1.2　工作原理

图 2 为拔秆机的传动系统图，工作时，锥齿轮箱与拖拉机输出轴相连接，并同时向两端传输动力。该传动系统动力传输路径有左右两条，第 1 条锥齿轮箱向右传输动力，通过双排链链接右动力链轮和刀辊侧链轮，进而带动拔秆刀辊逆向旋转；第 2 条路径是锥齿轮箱向左传输动力，通过链接左动力链轮和链排侧链轮带动输送链排转送，链排侧链轮带动抛秆辊侧链轮从而实现抛秆辊的转动；输送链排的右侧设置减速箱，减速箱通过 2 个万向动力轴与减速小链轮相连接，减速小链轮通过链条带动减速大链轮转动，减速大链轮与拨板焊接，与一个变速齿轮相配合形成间歇齿轮机构，拨板会随减速大链轮的转动与变速齿轮间歇啮合，使放料口打开，退出啮合时放料口在拉力弹簧的作用下重新闭合，进而完成放料口开合爪的开合动作循环。

1.3　逆向交替旋掘原理

机具田间工作时，在拖拉机牵引下向前运动。拔秆刀辊逆向旋转，一方面自身旋切使整烟秆根部与土壤逐渐分离，同时后续拔秆刀辊随机具前进，与自身旋转运动形成余摆线运动轨迹，交替作用使烟

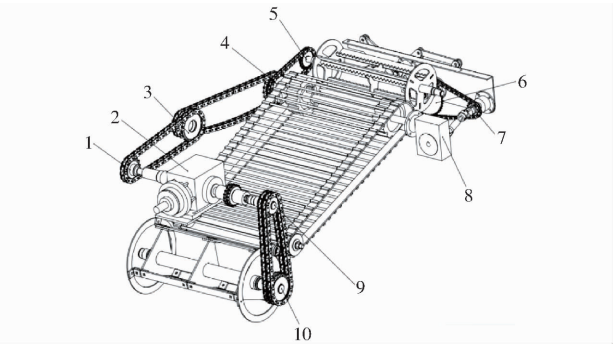


图 2 传动系统图

Fig. 2 Transmission system diagram

1. 左动力链轮 2. 锥齿轮箱 3. 过渡链轮 4. 链排侧链轮 5. 抛秆辊侧链轮 6. 减速大链轮 7. 减速小链轮 8. 减速器 9. 右动力链轮 10. 刀辊侧链轮

秆根部受到挖掘作用力,使整烟秆根部与土壤完全分离,实现整烟秆拔除。

2 关键部件设计

2.1 拔秆刀辊

2.1.1 刀辊性能参数确定

2.1.1.1 刀辊齿选型

拔秆齿是拔秆刀辊的重要组成部分,考虑 3 种拔秆齿形状,对拔秆刀辊的拔秆齿进行选择。

如图 3 所示,有直齿型、斜齿型和锯齿型 3 种拔秆齿,直齿型刀齿入土阻力最大,斜齿型入土阻力最小;在拔秆摩擦力方面,直齿型拔秆摩擦力最小,其他 2 种齿型摩擦力均大于直齿型;在本试验中发现,直齿型刀齿拔秆率达到 98.2%,残茬率也仅有 2.3%,符合行业要求且无明显短板,斜齿型刀齿残茬率达到 7.6%,锯齿型刀齿虽然在拔秆测试中也有较好的表现,但在实际作业中会有卡烟秆的情况。因此,经过综合考虑,直齿型拔秆刀齿为最佳选择。

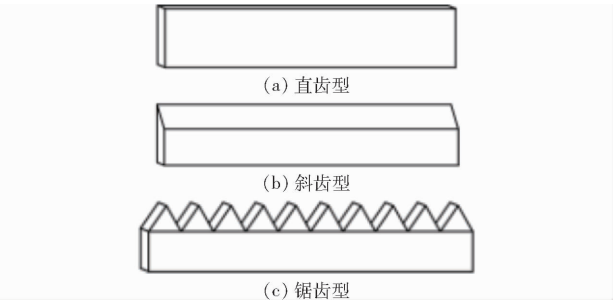


图 3 3 种齿型结构示意图

Fig. 3 Structure diagrams of three types of tooth profiles

2.1.1.2 拔秆齿作业宽度

常规烟田垄宽为 400 ~ 500 mm,烟草根系宽度主要分布在 300 ~ 400 mm 之间,为达到完整拔秆的目的并起到一定的平垄效果,考虑到实际工作环境的复杂性,需在垄宽基础上两边各增加 100 mm,因此拔秆刀辊作业宽度选取 700 mm。

2.1.1.3 拔秆刀辊半径

拔秆刀辊工作时拔秆速度由拔秆刀辊自身的旋转速度 V_R 和机具牵连速度 V_0 复合而成,设定拔秆机构工作时为匀速工作,以刀辊轴中心点 O 为圆心建立静坐标系,其运动轨迹如图 4 所示。

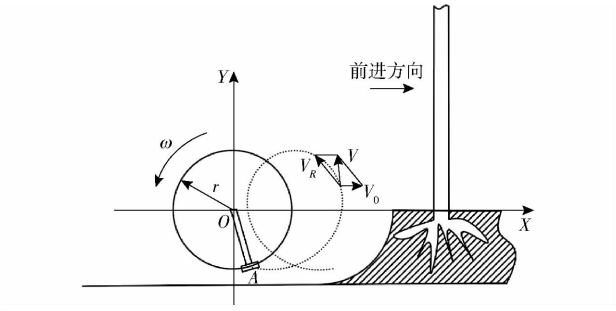


图 4 刀辊运动轨迹

Fig. 4 Motion trajectory of cutter roller

为确定工作部件运动轨迹,假定点 A 为刀片上一点,其运动方程可表示为

$$\begin{cases} X = V_0 t + r\cos(\omega t) \\ Y = r\sin(\omega t) \end{cases} \tag{1}$$

式中 X——刀片上一点所在位置横坐标,mm

Y——刀片上一点所在位置纵坐标,mm

r——拔秆刀辊回转半径,mm

ω——刀辊角速度,rad/s

绝对速度分量是路程对时间的一次导数,取刀刃运动轨迹方程微分,可得

$$\begin{cases} V_x = \dfrac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} = V_0 - \omega r\sin(\omega t) \\ V_y = \dfrac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}t} = r\omega\cos(\omega t) \end{cases} \tag{2}$$

由此可求得其绝对速度 V 为

$$V = \sqrt{V_x^2 + V_y^2} = \sqrt{V_0^2 - 2V_0 r\sin(\omega t) + \omega^2 r^2} \tag{3}$$

拔秆刀辊悬挂机架前方开口处,逆转时入土深度在 5 ~ 25 cm 内可调,由图 4 可知,拔秆机构运动轨迹为余摆线。进行初步验证试验,设定机具前进速度为 0.6 m/s,拔秆机构刀辊转速过低时烟秆拔净率明显下降;当拔秆机构刀辊转速过高则易导致烟秆折断,并且消耗功率较大,故此处初步设定其转速应大于 340 r/min 较适宜。

机具前进速度须与拔秆机构转速相匹配,协同工作才能达到较好的拔杆效果[13-14]。当机器行进速度、拔秆刀辊转速一定时,刀辊回转半径越大,入土深度越大,拔秆效果就越好;当回转半径越大,功率消耗也越大。试验结果表明,当拔秆刀辊回转半径为 165 mm 时拔秆率达到最大,为 98.5%,且功率消耗较小,能较好地满足工作要求。

2.1.1.4　拔秆刀辊整体设计

拔秆装置由转轴、支撑架和秆刀组成，在转轴圆周均匀布置 3 组拔秆刀，由安装在转轴两侧的支撑架支撑住，该类型拔秆装置简单实用，已经有了较为成熟的发明和应用背景[15-16]，在实际拔秆过程中也拥有较好的拔秆体验，本文采用类似的拔秆装置。

图 5 为拔秆刀辊整体结构，拔秆刀辊包括刀轴，刀轴上均匀布置 3 个三角固定板，每 2 个三角固定板的角之间安装 1 个拔秆刀片，拔秆刀片共有 6 个。刀轴的外侧设置有左右各 1 个刀轴圆板，刀轴圆板通过角钢与内侧的 2 个三角固定板连接。

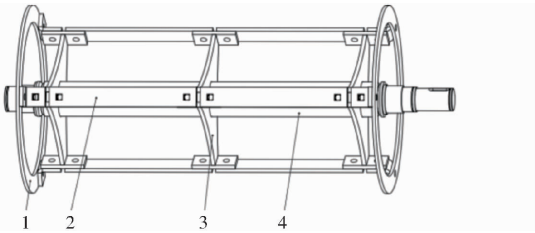


图 5　刀辊结构示意图

Fig. 5　Structure diagram of cutter roller

1. 刀轴圆板　2. 拔秆刀片　3. 固定板　4. 刀轴

综上所述，拔秆刀辊实际工作宽度为 700 mm，滚刀直径为 330 mm，3 组滚刀圆周布置，每组之间相距 120°。刀辊轴右侧预留传动链轮位，可由此传输动力。

2.1.2　拔秆刀辊运动轨迹分析

图 6 为刀辊上 1 个刀片简化后的运动轨迹，以刀辊轴心为原点建立静坐标系，设原点为点 O，X 轴表示机组前进的距离，Y 轴表示距离地面的垂直高度。机组以速度 V_0 匀速前进，设刀辊其中 1 个刀片初始位置为 A_0，刀片随轴心逆旋转动，当刀片转过 α 角度时，该刀片的位置出现在点 $A_1(X,Y)$，由于在刀辊转动的同时机组也在以速度 V_0 匀速前进，由此可推导出刀片上一点经过任意时间 t 后所在的位置方程如公式(1)所示，其在 X 轴与 Y 轴上的速度分量如公式(2)所示。

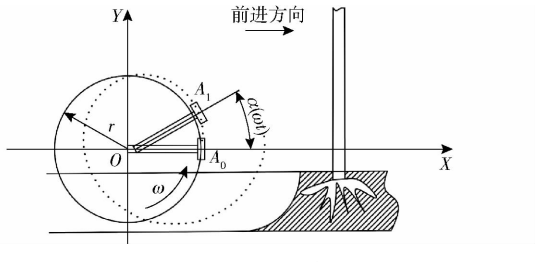


图 6　拔秆刀辊运动轨迹

Fig. 6　Motion trajectory of stalk-pulling cutter roller

为方便分析，引入刀辊速比 λ，令只考虑转动时的回转速度与牵引速度之比为 λ。则 $\lambda = r\omega/V_0$，将刀辊速比 λ 代入各分量速度方程中可得

$$\begin{cases} V_x = V_0 - \omega r\sin(\omega t) = V_0(1-\lambda\sin(\omega t)) \\ V_y = r\omega\cos(\omega t) \end{cases} \tag{4}$$

如图 6 所示，刀辊在逆旋前进的过程中做余摆线运动，切土范围主要分布在[1.5π，2π]之间，代入公式(4)计算可得，在此范围内无论 λ 取值多少均能得到速度的水平分量 $V_x > 0$，切土方向与机组行进方向相同，因此可得出逆旋刀辊在工作过程中一直能保持切土状态，不会出现刀辊正旋中速度的水平分量方向与机组行进速度方向不同时的刀片推土问题。

将 λ 代入公式(4)可得出绝对速度 V 关于 λ 的表达式

$$V = \sqrt{V_x^2 + V_y^2} = V_0\sqrt{\lambda^2 + 1 - 2\lambda\sin(\omega t)} \tag{5}$$

刀片运动绝对速度在刀辊旋转过程中不断变化，同时刀辊速比系数 λ 同样影响绝对速度。如图 7 所示，刀片从图 6 中的 A_0 处开始逆时针旋转，当转过 90°时，刀片到达最上方，此时回转速度方向与机组行进方向相反，绝对速度最小；当转到 270°时绝对速度达到最大值。刀辊切土范围大致在[1.5π，2π]之间，此范围内 λ 越大，刀辊绝对速度越小，速度幅值也会更小。

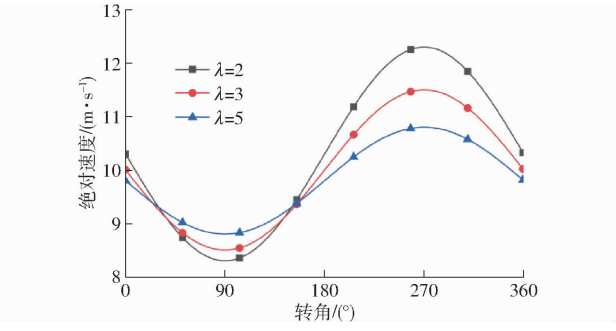


图 7　在不同转角时刀片绝对速度变化曲线

Fig. 7　Absolute velocity curves of blade at different rotation angles

λ 同样影响刀辊切土间距，如图 8 所示，λ 越大，刀辊切土间距 C 越小，在相同距离内切土的次数也就越多，机组行进时初始速度 V_0 一般固定不变，在拔秆时提高刀辊转速让 λ 增大，可以使刀辊更频繁地击打烟秆，提高拔秆整体效率。

2.1.3　刀辊旋掘运动分析

机组在正常工作时，烟秆在被抛出后由于耕深 H 和刀辊半径 r 之比会有 3 种情况，烟秆被击打出地面时力的方向会呈现出 3 种状态，如图 9 所示。

当 $H/r > 1$ 时，烟秆出地面时的撞击力 F 的水平分力 F_x 向后，如图 9a 所示，烟秆向后上方抛出。

当 $H/r = 1$ 时，烟秆出地面时的撞击力 F 的水平分力 $F_x = 0$，如图 9b 所示，烟秆垂直于地面向上抛出。

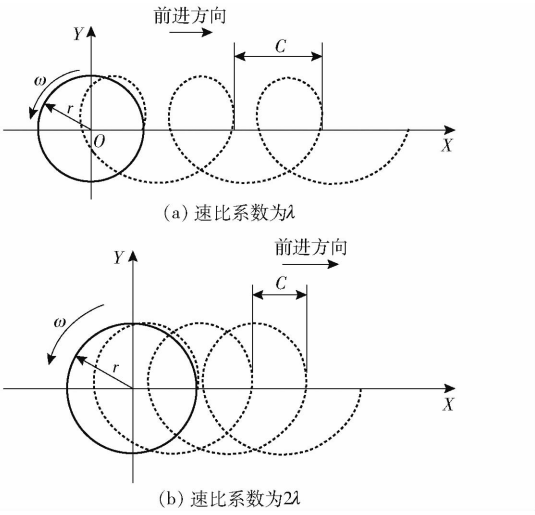


图 8 不同速比系数时的运动轨迹

Fig. 8 Motion trajectories under different speed ratio coefficients

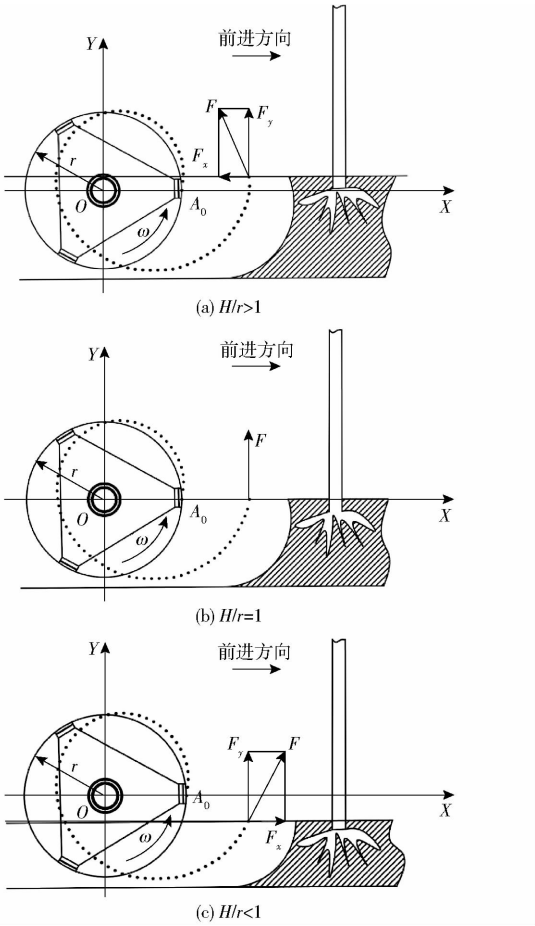


图 9 刀辊在不同入土深度下的旋掘状态

Fig. 9 Rotating excavation states of cutter roller at different soil penetration depths

当 $H/r<1$ 时,烟秆出地面时的撞击力 F 的水平分力 F_x 向前,如图 9c 所示,烟秆向前上方抛出。

将烟秆简化成一个质点,不计空气阻力,以刀辊轴中心 O 为原点建立静坐标系,此时可以看作刀辊静止,烟秆有向后的水平速度 V_0,设向后为正方向,此时烟秆运动方程为

$$X_1 = V_0 t + V_x t + \frac{1}{2} a_x t^2 \tag{6}$$

式中 X_1——烟秆被抛出的水平位移,m

a_x——烟秆水平方向加速度,m/s^2

由于烟秆体型较长,在满足向后抛的同时,还要保证在刀辊到达下一株烟秆时上一株烟秆已经完全抛出,不然可能会出现多个烟秆同时在刀辊上的情况,容易发生堵塞[17]。因此若要烟秆能够连续抛出应满足以下条件:烟秆水平方向上的位移大于烟秆长度。

机组在相邻两株烟草中间行进所用的时间为

$$T_l = \frac{L}{V_0} \tag{7}$$

式中 L——烟草株距,为 0.5 m

烟秆能逐一向后方抛出需满足

$$\begin{cases} X_a = V_0 T_a + V_x T_a + \dfrac{1}{2} a_x T_a^2 > L_1 \\ 0 < T < T_i \end{cases} \tag{8}$$

式中 X_a——烟秆在刀辊上被抛离的距离,m

T_a——烟秆被完全抛离所需的时间,s

L_1——烟秆高度,取 0.9 m

联立式(7)可求解烟秆完全抛离刀辊所需时间 T_a 以及烟秆运动时间 T,同样分 3 种情况讨论。

当 $H/r>1$ 时,解得

$$\begin{cases} T_a \leqslant \dfrac{-V_x - V_0 + \sqrt{(V_x + V_0)^2 + 2a_x L_1}}{a_x} \\ 0 \leqslant T \leqslant \dfrac{L}{V_0} \end{cases} \tag{9}$$

当 $H/r=1$ 时,解得

$$\begin{cases} T_a \geqslant \dfrac{L}{V_0} \\ 0 \leqslant T \leqslant \dfrac{L}{V_0} \end{cases} \tag{10}$$

当 $H/r<1$ 时,解得

$$\begin{cases} T_a \leqslant \dfrac{-V_x - V_0 + \sqrt{(V_x + V_0)^2 + 2a_x L_1}}{a_x} \\ 0 \leqslant T \leqslant \min\left(\dfrac{-V_x - V_0 + \sqrt{(V_x + V_0)^2 + 2a_x L_1}}{a_x}, \dfrac{L}{V_0} \right) \end{cases} \tag{11}$$

2.2 输送装置

2.2.1 输送链排基础参数

输送装置采用单后排链轮传输动力,在满足动力要求的同时可有效简化机械结构[18-19],如图 10 所示,其设置在拔秆刀辊的正后方,可以将刀辊拔出的烟秆运输到后方的收集机构中,在运输的过程中,

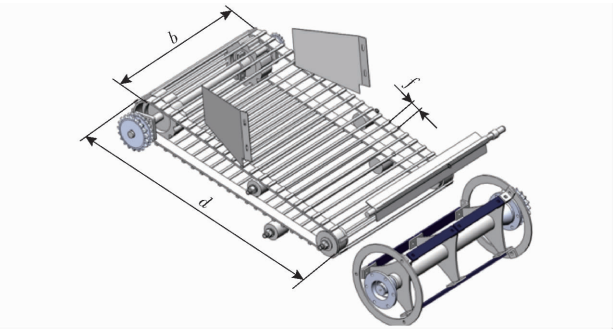


图 10　输送装置结构图

Fig. 10　Conveying equipment structural diagram

也会起到抖土清根的效果[20]。该装置为一个循环的滚动链排，链排长度（即有效行程）d = 1 000 mm，链节间距 f = 50 mm，链排宽度 b = 750 mm。在运输的过程中烟根会卡在链节间隙中向上运送，链排的上方左右各设置 2 块拨板，可以保证烟秆在链排上垂直向后运输。为保证在运送烟秆时不会发生堵塞，烟秆在输送链排上的移动速度必须大于在拔秆刀辊上的移动速度。

拔秆刀辊的上方设置助拨杆，防止烟秆在刀辊处发生堵塞，在不考虑烟秆直径的情况下，烟秆在达到输送装置前最大倾斜角为 α_1，其位置即为助拨杆与拔秆刀辊之间的最大倾斜角。其中，拔秆刀辊角速度为 ω，输送链排的角速度为 ω_1，拔秆刀辊与输送链排前轮回转半径为 r 和 r_1，由此列出 2 个装置之间的运动关系式

$$V_1 = \omega r \tag{12}$$

$$V_2 = \omega_1 r_1 \tag{13}$$

$$V_{1x} = V_1 \cos\alpha \tag{14}$$

$$V_{2x} = V_2 \cos\beta \tag{15}$$

式中　V_1——烟秆在拔秆刀辊上的速度，m/s

V_2——烟秆在输送链排上的速度，m/s

V_{1x}——烟秆在拔秆刀辊上的水平分速度，m/s

V_{2x}——烟秆在输送链排上的水平分速度，m/s

β——输送链排的倾斜角度，(°)

由上述分析可知，为不造成拥堵，烟秆在输送链排上的水平分速度 V_{2x}需大于在拔秆刀辊上的水平分速度 V_{1x}，即

$$V_2 \cos\beta > V_1 \cos\alpha_1 \tag{16}$$

可解得输送链排转速范围为

$$0 < \omega_1 < \frac{r\omega}{r_1 \cos\beta} \tag{17}$$

已知拔秆刀辊与输送链排前轮半径、拔秆刀辊角速度，结合输送链排倾斜角，最终可确定输送链排角速度。

2.2.2　输送链排倾斜角

在输送链排运输烟秆的过程中，烟秆的烟根部分会卡在链条之间随齿条转动向上运输，烟秆所受升力方向与烟秆运动方向一致，但有些烟秆的烟根会在出土时被拔秆刀辊打断，只余下光秃烟秆，为防止这一类烟秆在运输的过程中滑脱，应合理设计输送链排倾斜角[21-22]。如图 11 所示，为确定输送链排倾角 β，对烟秆质心做受力分析，以质心为原点、平行于输送链为 X 轴、垂直于输送链为 Y 轴建立坐标系，列出烟秆受力方程

$$mg\cos\beta = F_v \tag{18}$$

$$mg\sin\beta = F_n \tag{19}$$

$$\mu mg\cos\beta = F_\varphi \tag{20}$$

式中　μ——摩擦因数

F_v——烟秆受到的沿链排向上的升力，N

F_φ——烟秆受到的摩擦力，N

F_n——支撑力，N

m——质量，kg

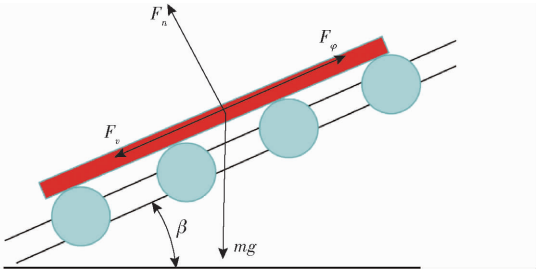


图 11　烟秆受力分析图

Fig. 11　Force analysis diagram of tobacco stalk

若想烟秆在运输过程中不滑脱，需满足条件 $F_v \leqslant F_\varphi$，代入式(19)、(20)解得

$$\beta \leqslant \arctan\mu \tag{21}$$

输送链排倾角影响光秆烟秆的输送过程。在不考虑其他因素，当 $F_v \geqslant F_\varphi$ 时，烟秆能正常的随输送链排向上运输；当 $F_v \leqslant F_\varphi$ 时，缺失烟根的烟秆会在输送的过程中滑脱，造成整个输送过程的拥堵。

试验室内测定烟秆在传送带上的摩擦因数 μ = 0.55，代入公式(21)可解得输送链排的理论最大倾斜角为 29°，考虑到地面不平整或剧烈抖动同样会使烟秆滑脱，根据文献[23]设计经验，理论结果需除以安全系数 1.3，计算求得输送链排倾斜角为 22.3°。

2.3　抛秆辊

抛秆辊是该设备主要机构之一，烟秆在输送链排上由拨杆板扶正后垂直向后运输，由于输送链排的速度不宜过大[24]，动力不足以将烟秆甩至收集箱中，为使烟秆运送到收集箱时整齐排列，在输送链排与收集箱中间设置了抛秆辊机构。抛秆辊比输送链排有更高的转速，烟秆在经过抛秆辊时会被抛秆辊齿抓住，在高转速下被甩至收集箱后板上，落到收集

箱底部。所有的烟杆重复这一动作,进而达到烟杆在收集箱中整齐排列的效果。

图 12 为抛杆辊机构结构示意图,该机构工作幅宽为 600 mm,直径为 230 mm,刀齿长 60 mm,刀齿整体为“L”形,可以在工作中抵御更强的工作载荷及力矩,保证刀齿在工作时不会发生变形。为能在抓取烟杆时拥有更大的力,将齿面设置成锯齿形。抛杆辊需保证将烟杆抛至收集箱的后挡板上才能保证烟杆落下时整齐排列,运作过程如图 13 所示。

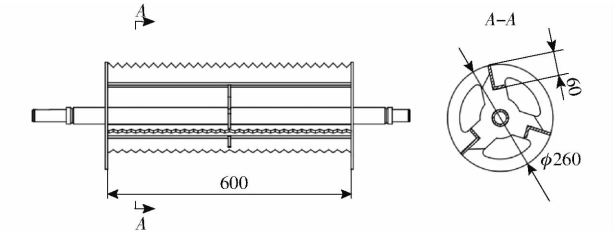


图 12 抛杆辊结构示意图

Fig. 12 Structural diagram of stalk-throwing roller

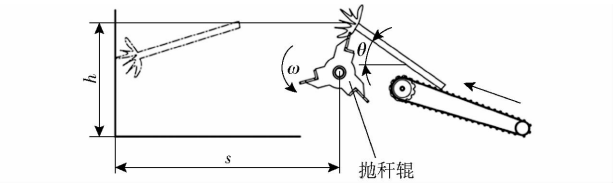


图 13 抛杆过程图

Fig. 13 Stalk-throwing process diagram

假设抛杆辊的速度会全部传递给烟杆,计算烟杆被抛至收集箱后挡板最下端的情况时烟杆在被抛杆辊抛出时的速度 V_3 以确定抛杆辊的最低角速度 ω_2,烟杆质心运动速度公式为

$$\begin{cases} V_{3x} = V_3\cos\theta \\ V_{3y} = V_3\sin\theta - gt \end{cases} \tag{22}$$

式中 V_{3x}——V_3 在 x 轴上的分量

V_{3y}——V_3 在 y 轴上的分量

θ——烟杆抛出时的角度

g——重力加速度,取 9.8 m/s^2

烟杆质心位置方程为

$$\begin{cases} x = V_3\cos\theta t \\ y = V_3\sin\theta t - \dfrac{1}{2}gt^2 \end{cases} \tag{23}$$

已知收集箱长为 s,高为 h,当 $x = s$、$y = h$ 时,代入方程(23)求得烟杆初始速度为

$$V_3 = \frac{s}{\cos\theta\sqrt{\dfrac{g}{2(s\tan\theta - h)}}} \tag{24}$$

因为烟杆质心到收集箱顶棚的高度为 h_1,烟杆抛出时的最大高度不应高于这个高度,由此可得烟杆抛出时的最大高度 h_{max} 为

$$h_{max} = \frac{V_3^2\sin^2\theta}{2g} = h_1 \tag{25}$$

代入式(24)可得

$$V_3 = \sqrt{\frac{2gh_1}{\sin^2\theta}} \tag{26}$$

抛杆辊抛出烟杆时会存在一定的能量损耗,烟杆的初始速度并不能达到抛杆辊的旋转速度,因此在计算时需乘以修正系数 K,K 取 1.3,此时,抛杆辊刀齿速度为

$$\frac{Ks}{\cos\theta\sqrt{\dfrac{g}{2(s\tan\theta - h)}}} < V_3 < K\sqrt{\frac{2gh_1}{\sin^2\theta}} \tag{27}$$

由转速公式 $v = \omega r$ 可得抛杆辊转速范围为

$$\frac{Ks}{r\cos\theta\sqrt{\dfrac{g}{2(s\tan\theta - h)}}} < \omega_2 < \frac{K}{r}\sqrt{\frac{2gh_1}{\sin^2\theta}} \tag{28}$$

通过抛杆辊的转速来确定输送链排后轮与抛杆辊之间的传动比,进而选择不同齿数的链轮来链接两者之间的传动,综合考虑,确定输送链排后轮与抛杆辊之间的传动比为 1∶1.3,齿数比为 17∶25。

2.4 收集箱放料口

所设计收集箱承载 2 个功能,将抛杆辊抛来的烟杆接住以及隔一段时间将收集到的烟杆放出,如图 14 所示,为能更好的聚集烟杆,收集箱底部的开合爪在不工作时呈 90°倒三角锥形,烟杆被抛来后撞到后挡板上会顺势落到开合爪上,约每 10 s 开合爪会在间歇装置的带动下打开将收集到的烟杆放出,然后在侧边上拉力弹簧的作用下闭合,继续完成下一轮工作。

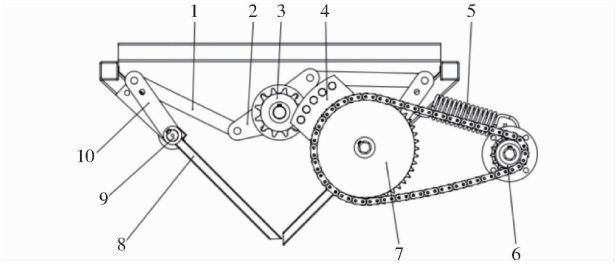


图 14 收集箱放料口原理图

Fig. 14 Schematic of discharge gate mechanism in collection box

1. 长拉臂 2. 旋转拉臂 3. 拨轮 4. 拨板 5. 弹簧 6. 小链轮 7. 大链轮 8. 开合爪 9. 收集箱旋转轴 10. 短拉臂

如图 14 所示,在常规模式下,开合爪受到拉力弹簧的作用一直处于如图 15a 所示的对齐关闭状态,而随着拨板随拔杆机动力转动一周,拨板上的齿将再次与中间动力齿轮相啮合带动齿轮发生转动,齿轮转动的同时向里拉动旋转拉臂从而达到两开合爪打开的目的。

为实现这一动作,需在动力齿轮转动一定角度的同时两开合爪焊接轴转动角度相同,如果两焊接轴在 2 种状态下所需转过的角度不同,出杆口打开

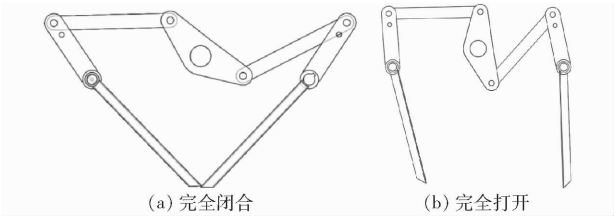


图 15　改进前放料口开合状态

Fig. 15　Opening and closing states of discharge gate before improvement

时将偏移一定的角度，对放秆这一动作会产生一定的影响，如图 15 所示。在设计之初就出现了这一问题，因此需对该拉杆系统进行优化。将拉杆部分简化后可发现，中间动力轴与两边焊接轴之间组成了 2 套四杆机构，中间动力轴与焊接轴固定不动可看作四杆机构的机架，如图 16 所示，为方便计算，右边保持不变，将左边四杆机构进行重新设计。以中间旋转轴为原点建立坐标系，设中间旋转轴与收集箱旋转轴两点所在的直线为 X 轴，垂直于 X 轴向上为 Y 轴正方向，坐标系如图 17 所示。

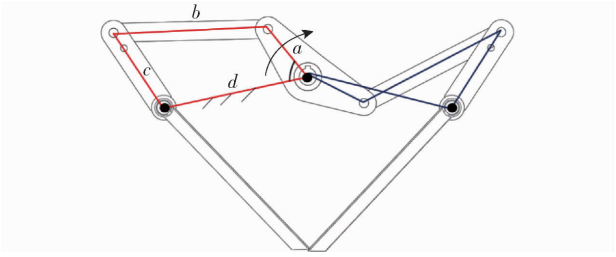


图 16　放料机构双四杆机构

Fig. 16　Double four-bar linkage mechanism of discharge gate assembly

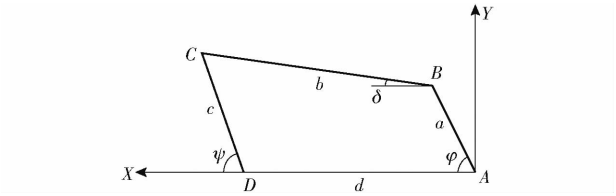


图 17　简化后的四杆模型

Fig. 17　Simplified four-bar linkage model

开合爪在正确打开和关闭状态下连架杆与机架之间均有固定的夹角，并且在已知曲柄和机架长度的情况下，可通过两组两连架杆对应位置重新设计该四杆机构[25]。

设曲柄、连架杆、摇杆、机架长度为 a、b、c、d，曲柄与机架之间夹角为 φ，摇杆与连架杆之间的夹角为 δ，摇杆与机架之间夹角为 ψ，如图 17 所示，将各杆投影在 X 轴与 Y 轴上，可得

$$a\cos\varphi + b\cos\delta = d + c\cos\psi \tag{29}$$

$$a\sin\varphi + b\sin\delta = c\sin\psi \tag{30}$$

整理后可消去 δ 得

$$\cos\varphi = \frac{d^2 + c^2 + 1 - b^2}{2d} + \frac{c}{d}\cos(\psi - \varphi) - c\cos\psi \tag{31}$$

令

$$P_0 = c \tag{32}$$

$$P_1 = -\frac{c}{d} \tag{33}$$

$$P_2 = \frac{d^2 + c^2 + 1 - b^2}{2d} \tag{34}$$

化简后得

$$\cos\varphi = P_0\cos\psi + P_1\cos(\psi - \varphi) + P_2 \tag{35}$$

将闭合状态下对应夹角 φ_1、ψ_1 与打开状态下对应夹角 φ_2、ψ_2 分别代入式(35)中可得对应关系式

$$\cos\varphi_1 = P_0\cos\psi_1 + P_1\cos(\psi_1 - \varphi_1) + P_2 \tag{36}$$

$$\cos\varphi_2 = P_0\cos\psi_2 + P_1\cos(\psi_2 - \varphi_2) + P_2 \tag{37}$$

令 a 为比例 1，实际尺寸 $L_1 = 100$ mm，$L_4 = 238$ mm，按比例计算得 $d = 2.38$。联立式(32)、(33)、(34)、(36)、(37)5 个方程可求得 $b = 2.276$，$c = 0.944$，由 L_1 和 a 可知，实际尺寸与假设尺寸比例为 100∶1，则四杆机构 4 条边长 $L_1 = 100$ mm，$L_2 = 227.6$ mm，$L_3 = 94.4$ mm，$L_4 = 238$ mm。

按照求得的尺寸用 Solidworks 重新建模并组装，如图 18 所示，在放料口完全打开后两开合爪保持平行。

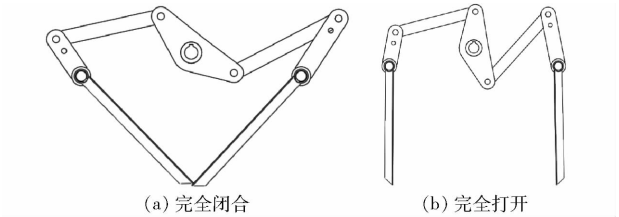


图 18　改进后放料口开合状态

Fig. 18　Opening and closing states of discharge gate after optimization

3　性能试验

3.1　试验条件

试验地点设在河南省南阳市社旗县苗店镇淅丹村烟田示范区。烟草品种为云烟 87，该品种变异系数较小，秸秆长势匀称，根系发达，秸秆中间茎围达 10 cm 以上，主根深度约 30 cm，自然株高 178 ~ 185 cm，打顶后株高 110 ~ 118 cm，生育期约 112 d，采用垄作的方式种植，垄间距为 120 ~ 130 cm，垄高 20 ~ 25 cm，株距约 50 cm。试验地土壤类型为沙土，土壤含水率为 36%，试验时间为 2024 年 9 月 27 日，在收完烟叶的 10 天后开始试验，试验当天温度 25℃，天气晴朗。

3.2 试验设备

在试验过程中需测定垄高、垄宽、行间距、作业深度、土壤含水率、土壤硬实度等。本试验需要设备有拔秆机、拖拉机、卷尺、游标卡尺、计算器、秒表等。

3.3 评价指标

烟草拔秆收集一体化作业机集拔秆、运输、抛秆和收集于一体化,其工作质量包括拔秆机构对烟秆的拔取和向后输送效果、输送链稳定运输及抖土效果、抛秆辊抛秆高度是否达标以及收集箱聚拢效果,目前关于这些方面的相关制程较少,本试验仅对拔秆机构拔秆效果进行分析,依据国内烟草行业标准 YC/T 569—2018《烟草田间作业机械选型测试规程》设计试验,测定该设备拔秆率及残茬率是否达标。

(1)拔秆率

拔秆率是评价一个秸秆收获机械的最主要指标,是指在一行作业中拔出地面的烟秆数占拔秆总数的百分比,计算式为

$$A = \frac{N_1}{N} \times 100\% \tag{38}$$

式中 A——成行作业拔秆率,%

N_1——成行作业中拔出地面烟秆数,株

N——成行作业中一行烟秆总数,株

(2)残茬率

在机具将烟秆拔出时,烟秆可能会在断裂后留在土地中,残茬率是指在成行作业中残茬数量占拔秆总数的百分比,是评价拔秆装备作业质量的重要指标,其计算公式为

$$B = \frac{N_2}{N} \times 100\% \tag{39}$$

式中 B——成行作业残茬率,%

N_2——单垄作业时残茬数,个

3.4 试验方案

依据烟草行业标准 YC/T 569—2018《烟草田间作业机械选型测试规程》来检验在实际工况下拔秆率与残茬率是否达到标准。通过式(38)和式(39)分别计算拔秆率与残茬率,并与评价指标相对比。本次试验取 5 行,每行保留 60 根烟秆,取平均值。试验工作参数为:刀辊转速 384 r/min、行进速度1 m/s、入土深度 24 cm,试验过程如图 19、20 所示。

3.5 试验结果与分析

通过上述的田间试验得到最终的试验数据,根据 YC/T 569—2018《烟草田间作业机械选型测试规程》中所规定的评价指标值,结果如表 2 所示。



图 19 田间试验

Fig. 19 Field test diagram



图 20 试验效果

Fig. 20 Experimental results visualization

表 2 试验结果

Tab. 2 Experimental results %

项目	拔秆率	残茬率
试验结果	96.7	3.3
评价标准	≥95	≤5

在本次田间试验中,拔秆机运动性能良好,工作状态稳定,在刀辊喂料口稍有杂草缠绕,但并未影响最终试验结果,最后试验结果如表 2 所示,拔秆率为 96.7%(≥95%),残茬率为 3.3%(≤5%),试验结果均在评价指标之内,性能满足评价标准要求。

4 结论

(1)设计了一款烟秆拔除收集一体化作业机,该机器一次作业可完成拔秆、抖土、抛秆和将烟秆聚拢成堆等功能,整机设计以多功能、轻量化为主题,从功能性和整机结构协同分布两方面出发,对整机结构和性能参数进行了设计。

(2)对关键部件进行了设计。通过对拔秆刀辊运动轨迹与烟秆抛出条件的理论分析,确定刀辊基础尺寸与性能参数;对输送装置进行设计,确定输送链排基础尺寸,并通过计算得到输送链排倾斜角为 22.3°;设计抛秆辊,理论计算抛秆辊与输送链排传动比为 1∶1.3;优化收集箱放料口并对整机传动机构进行合理设计。

(3)田间试验结果表明,该烟草拔秆收集一体化作业机拔秆率为 96.7%,残茬率为 3.3%,结构稳定,工作性能良好,田间性能试验指标均符合国家与行业标准。

参 考 文 献

[1] 汪朔帆,张翠萍.废弃烟草秸秆的综合利用研究进展[J].农村经济与科技,2023,34(17):19－22.

[2] JU Mengcan, RAO Pinhua, YAN Lili, et al. Synergistic adsorption and degradation of sulfamethazine by tobacco stalk-derived activated biochar: preparation, mechanism insight and application[J]. Journal of Environmental Chemical Engineering,2023,11(3):3－8.

[3] YU Xiaona, ZHOU Hanjun, YE Xiefeng, et al. From hazardous agriculture waste to hazardous metal scavenger: tobacco stalk biochar-mediated sequestration of Cd leads to enhanced tobacco productivity[J]. Journal of Hazardous Materials,2021,413:125303.

[4] 肖立仁,龚道雄.适合山地小田块作业的烟草拔秆机的设计[J].湖北农机化,2020(3):142－144.

[5] 鄢姣,许敏波,尹训东.农村劳动力非农就业的双重市场均衡与扩张[J].经济理论与经济管理,2023,43(5):38－53.
YAN Jiao, XU Minbo, YIN Xundong. Dual market equilibrium and expansion of non farm employment for rural labor force[J]. Economic Theory and Business Management, 2023, 43(5): 38－53. (in Chinese)

[6] 卓小平,任仕荣,冯彦军,等.烟株残体回收处理模式研究[J].安徽农学通报,2021,27(15):55－57.

[7] 吴海华,方宪法.新时期我国农业装备产业科技创新发展研究[J].农业工程,2020,10(5):1－7.
WU Haihua, FANG Xianfa. Scientific and technological innovation and development of chinese agricultural machinery industry in new stage[J]. Agriculture Engineering, 2020, 10(5): 1－7. (in Chinese)

[8] 方文熙.美国农业机械化装备与发展趋势[J].福建农机,2016(2):48－52.

[9] 朱晨辉.履带式烟叶采收机液压行驶系统设计及控制方法研究[D].郑州:河南农业大学,2020.
ZHU Chenhui. Research on design and control method of hy-draulic driving system of crawler tobacco harvester[D]. Zhengzhou: Henan Agricultural University,2020. (in Chinese)

[10] 郭天水,张权,王祥,等.我国烟秆清理机械现状与发展建议[J].南方农机,2023,54(12):19－23,27.

[11] 张大斌,舒成松,余朝静,等.烟秆拔秆粉碎机的改进设计与刀辊功耗仿真[J].农机化研究,2020,42(3):61－69.
ZHANG Dabin,SHU Chengsong,YU Chaojing, et al. Improved design of tobacco stalk pulling and shredding machine and knife roller power simulation[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research,2020,42(3):61－69. (in Chinese)

[12] 李俊豪.链条夹持输送式雪茄烟叶半斩株收获机设计与试验[D].武汉:华中农业大学,2024.

[13] 谢建华,吴仕花,曹肆林,等.夹持辊式棉秆拔取装置设计与试验[J].农业机械学报,2023,54(5):101－111.
XIE Jianhua, WU Shihua, CAO Silin,et al. Design and test of clamping-roller cotton stalk pulling device[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2023,54(5):101－111. (in Chinese)

[14] 蔡佳麟,张佳喜,叶尔波拉提·铁木尔,等.夹持带式棉秆收获机设计与试验[J].农业机械学报,2020,51(10):152－160.
CAI Jialin, ZHANG Jiaxi, YEERBOLATI·TIEMUER, et al. Design and test of clamping belt cotton straw harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2020,51(10):152－160. (in Chinese)

[15] 杨桃月,张大斌,舒成松,等.烟秆拔秆破碎机振动特性与刀辊动力学分析[J].中国农机化学报,2024,45(12):9－14,29.
YANG Taoyue, ZHANG Dabin, SHU Chengsong, et al. Vibration characteristics and dynamic analysis of knife roll of tobacco stalk pulling and crushing machine[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2024, 45(12): 9－14,29. (in Chinese)

[16] 山东临沂烟草有限公司.烟田秸秆拔除机:201720947353.1[P].2018－03－02.

[17] 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)

[18] 贵州大学.一种适用于烟秆拔秆破碎机的链条式输送系统:201910798043.1[P].2020－02－28.

[19] 王虎存,赵武云,孙伟,等.西北旱作区多模转向减粘碎土型马铃薯联合收获机设计与试验[J].农业机械学报,2025,56(4):252－263.
WANG Hucun, ZHAO Wuyun, SUN Wei, et al. Design and experiment of a multi-mode steering and anti-adhesion soil-crushing potato combine harvester for arid regions in Northwest China[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2025, 56(4): 252－263. (in Chinese)

[20] 殷继花,刘学梅,王优强.花生收获机结构设计[J].河北农机,2023(13):17－19.

[21] 严来旺,初麒,陈治盛,等.岩棉栽培块分离送料机构试验研究[J].农机化研究,2025,47(7):213－216.
YAN Laiwang,CHU Qi,CHEN Zhisheng, et al. Experiment on separation feeding mechanism of rock wool cultivation blocks[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research,2025,47(7):213－216. (in Chinese)

[22] 颜利民,吴涛,蒋德莉,等.侧抛式棉秆粉碎还田装置设计与试验[J].农业机械学报,2025,56(3):216－226.
YAN Limin, WU Tao, JIANG Deli, et al. Design and experiment of side-throwing cotton stalk crushing and returning device[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2025,56(3):216－226. (in Chinese)

[23] 周华,车海龙,李衍军,等.对行挖掘式玉米根茬清土机设计与试验[J].农业机械学报,2025,56(4):107－117,128.
ZHOU Hua, CHE Hailong, LI Yanjun, et al. Design and test of soil cleaning machine for corn stubble with row-digging[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2025,56(4):107－117,128. (in Chinese)

[24] 王书,吴小艳.转盘式土豆及残膜联合收获机的研制[J].湖北理工学院学报,2019,35(4):9－12,45.

[25] 高洪.给定连杆点两个位置及两连架杆对应转角综合铰链四杆机构研究[J].机械设计,2002(8):46－47.