

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2021.02.006

基于勒洛多边形原理的播种机机械式离合装置研究

史乃煜 陈海涛 邹震 魏志鹏 张岩龙 祝祎璠

(东北农业大学工程学院, 哈尔滨 150030)

摘要: 针对播种机传统机械式离合装置动力切换行程长、接合瞬间冲击载荷大等问题, 基于勒洛多边形原理设计了一种机械式离合装置。通过理论分析对该离合装置关键结构进行设计, 利用虚拟仿真技术对离合装置动力接合瞬间的冲击载荷与动力切换响应速度进行模拟分析, 应用三因素三水平正交试验方法, 以播种单体为试验实施载体, 以轴向倾角、齿轮半径比和作业速度为试验因素, 以动力接合与切断滞后距离为试验评价指标, 对影响离合装置作业性能的相关参数进行试验与优化。结果表明, 在参数组合为轴向倾角 20° 、齿轮半径比 0.3 和作业速度 1.5 m/s 时, 动力接合与切断滞后距离分别为 1.2、0.6 cm。对比验证试验表明, 相较于于牙嵌式离合装置, 优化后的勒洛五边形离合装置在保证播种质量的同时, 动力接合与切断滞后距离分别降低 82.4%、45.5%。

关键词: 播种单体; 离合装置; 勒洛多边形; 仿真; 正交试验

中图分类号: S223.2

文献标识码: A

文章编号: 1000-1298(2021)02-0064-11

OSID:



Design of Planter Mechanical Clutch Based on Principle of Reuleaux Polygon

SHI Naiyu CHEN Haitao ZOU Zhen WEI Zhipeng ZHANG Yanlong ZHU Yifan

(College of Engineering, Northeast Agricultural University, Harbin 150030, China)

Abstract: The ground wheel provides power for the seeding unit when the planter is working. In the turning and transportation state of the field, the traction planter can adjust the ground wheel to separate the seeding unit from the seed bed. At the same time, the ground wheel is used as a walking wheel. The device cuts off the ground wheel power to stop seeding. The mechanical clutch device has the advantages of strong environmental adaptability and high reliability. Due to the large amount of dust during the planting season, traditional planters mostly use mechanical clutch devices, and they are mainly divided into two types: jaw type and friction type. But compared with the electronically controlled clutch device, the mechanical clutch device has a longer power switching stroke, resulting in a lag in power switching. Based on the comprehensive analysis of the existing research results and methods, a mechanical clutch device was designed based on Reuleaux polygon principle to solve the problems of long power switching stroke and large instantaneous impact load of traditional jaw clutch device. Through theoretical analysis, the key structure of the clutch device was designed, the response speed of the clutch device and the instantaneous impact load of power coupling were simulated and analyzed through virtual simulation technology. Using the three-factor and three-level orthogonal test method, the seeding unit was used as the carrier, the axial inclination angle, gear radius ratio and operating speed were taken as test factors, and the power engagement and cut-off lag distance as test evaluation indicators, which were related to the performance of the clutch device. Parameters were tested and optimized. The test results showed that for the power engagement lag distance Y_1 , the axial inclination angle had a significant impact on it ($P < 0.01$), and the gear radius ratio and operating speed had a significant impact on it ($0.01 < P < 0.05$). For the power cut-off lag distance Y_2 , the three factors had significant effects on it ($0.01 < P < 0.05$). When the parameter combination was the axial inclination angle of 20° , the gear radius ratio of 0.3 and the operating speed of 1.5 m/s, the power engagement and cut-off lag distance was 1.2 cm and 0.6 cm, respectively. Compared with the traditional dog clutch device, the optimized Reuleaux pentagonal clutch

收稿日期: 2020-09-24 修回日期: 2020-10-24

基金项目: 现代农业产业技术体系建设专项资金项目(GARS-04)和国家重点研发计划项目(2018YFD0201004)

作者简介: 史乃煜(1993—),男,博士生,主要从事农业机械装备研究, E-mail: 269029820@qq.com

通信作者: 陈海涛(1962—),男,教授,博士生导师,主要从事农业机械装备及生物质材料研究, E-mail: htchen@neau.edu.cn

device's power engagement and cut-off lag distances were reduced by 82.4% and 45.5%, respectively. The research can provide technical support for the development of high-quality and precise seeding and precision agriculture for planters.

Key words: seeding unit; clutch; Reuleaux polygon; simulation; orthogonal test

0 引言

播种机工作时由地轮为播种单体提供动力。在地头转弯或运输状态下,牵引式播种机通过调整地轮使播种单体脱离种床,同时地轮还是行走轮,此时需要通过离合装置切断地轮动力,停止排种^[1-3]。机械式离合装置具有环境适应力强、可靠性高等优点,主要分为牙嵌式和摩擦式2种类型^[4-5]。播种机作业时尘土量大,传统播种机多使用机械式离合装置,相较于电控式离合装置,其动力切换行程较长,会导致动力切换滞后。

国内外学者对机械式离合装置进行了系列研究。在摩擦式离合装置方面,GAILLARD等^[6]通过建立摩擦式离合装置线性、非线性、动力学等5种参数模型,分析得到了离合装置动态滞后曲线,并对模型进行试验验证;张卓^[7]针对大豆播种机设计了一种摩擦式传动机构,通过在地轮上设置摩擦轮将动力传递给播种单体,经理论分析、虚拟仿真与试验得出,在作业速度5 km/h、摩擦轮胎压10~30 psi时,摩擦轮传动滑移率为8.6%~30.6%。在牙嵌式离合装置方面,SHIOTSU等^[8]为了降低离合装置工作过程的阻力与负载,设计了一种可自动切换动力的单向牙嵌式离合装置,与传统湿式多片离合装置相比,阻力降低50%~60%,负载降低50%;陈海涛等^[9]研发了一种适用于免耕播种机的牙嵌式离合装置,通过地轮提供位移反馈,实现动力自动接合与切断;李兴忠等^[10]通过建模分析指出,牙嵌式离合装置动力接合过程具有不确定性,动力接合成功率随角速度差呈非线性增加趋势,并通过试验验证了模型的准确性;胡芳芳等^[11]通过虚拟仿真建立计算模型,研究了内啮合齿式离合装置动力接合过程的冲击载荷,结果表明:主、从动接合齿在接合前发生多次碰撞,最大接触力出现在第一次碰撞过程中。综上可知,机械式离合装置作业时均产生不同程度的滞后效应,同时,牙嵌式离合装置在动力接合初期会产生碰撞与冲击,从而加速零部件的损坏。因此,降低离合装置动力切换过程的滞后效应与冲击载荷是机械式离合装置亟待解决的问题。

本文在综合分析现有研究成果与方法的基础上,针对传统机械式离合装置动力切换行程长、接合瞬间冲击载荷大等问题,基于勒洛多边形原理设计

一种机械式离合装置,通过理论分析和虚拟仿真确定装置的关键结构参数,应用正交试验方法对该结构参数进行优化,为播种机实现高质量精确播种提供技术支撑。

1 结构组成与工作原理

基于勒洛五边形原理设计的机械式离合装置结构如图1所示,主要由输入锥齿轮、固定座、六方输入轴、压缩弹簧、推力轴承、十字滑块联轴器、勒洛五边形动力接合部件、曲柄齿轮、输出锥齿轮、弧形齿条、六方输出轴、限位外套、连杆、连接架组成,其中,勒洛五边形动力接合部件上设有5个动力接合齿,与六方输出轴表面接触。

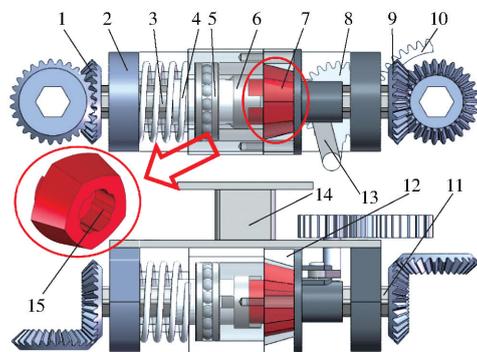


图1 勒洛五边形离合装置结构图

Fig. 1 Structure of Reuleaux polygon clutch

1. 输入锥齿轮 2. 固定座 3. 六方输入轴 4. 压缩弹簧 5. 推力轴承 6. 十字滑块联轴器 7. 勒洛五边形动力接合部件 8. 曲柄齿轮 9. 输出锥齿轮 10. 弧形齿条 11. 六方输出轴 12. 限位外套 13. 连杆 14. 连接架 15. 动力接合齿

工作时离合装置由固定座和连接架安装在播种单体平行四连杆上,六方输入轴通过输入锥齿轮与地轮传动输出端连接,六方输出轴通过输出锥齿轮与排种器动力输入端连接,如图2所示。当播种机进行正常播种作业时,在压缩弹簧的推动下推力轴承与十字滑块联轴器接触,限制滑块径向移动,此时勒洛五边形动力接合部件随六方输入轴同轴转动,动力接合齿回转半径小于六方输出轴最大外轮廓半径,因此带动六方输出轴转动,实现动力的接合。当播种机处于运输状态或地头转弯时,单体脱离种床,平行四连杆绕单体固定端转动,曲柄齿轮与固装在排种器连接板上的弧形齿条啮合,在与连杆共同作用下推动限位外套轴向移动,对十字滑块联轴器解除径向限位的同,使勒洛五边形动力接合部件在

限位外套内部的正六边形限位孔内运动,此时动力接合齿绕六方输出轴表面运动,实现动力的切断。

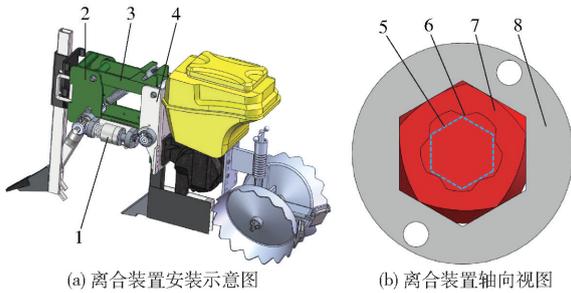


图2 勒洛五边形离合装置原理图

Fig. 2 Schematics of Reuleaux pentagonal clutch

1. 勒洛五边形离合装置 2. 单体固定端 3. 平行四连杆 4. 排种器连接板 5. 六方输出轴外轮廓线 6. 动力接合齿 7. 勒洛五边形动力接合部件 8. 限位外套

2 结构参数设计与运动分析

2.1 勒洛五边形运动轨迹建模分析

勒洛五边形是指分别以正五边形顶点为圆心, 对角线长度 R 为半径绘制的一种定宽曲线, 定宽曲线可在两平行线间自由转动并始终与直线保持接触^[12-14], 因此, 在正六边形约束下, 勒洛五边形外轮廓可始终与正六边形各边接触且在其内部自由转动, 此时正六边形 6 条边分别与勒洛五边形 3 个顶点及对应 3 条弧线接触。勒洛五边形顶点在正六边形 6 个顶点处运动轨迹为弧线, 建模分析勒洛五边形参数对顶点轨迹的影响情况, 当勒洛五边形以角速度 ω 在正六边形内转动时, 如图 3 所示建立平面直角坐标系, 以正六边形中心为坐标原点, 水平向右为 x 轴正方向, 竖直向上为 y 轴正方向, 将 xOy 坐标系逆时针旋转 60° 得到 XOY 坐标系。

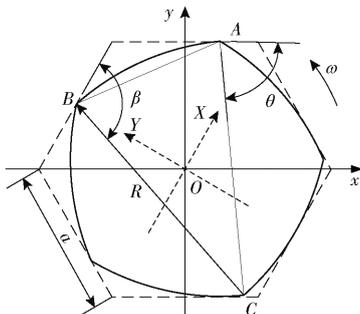


图3 勒洛五边形建模分析图

Fig. 3 Modeling analysis of Reuleaux pentagonal

当顶点 A, B 分别沿 x, X 轴负方向运动时, 对点 C 位置进行建模得

$$\begin{cases} x_c = x_A + R\cos\theta \\ y_c = y_A - R\sin\theta \\ X_C = X_B + R\cos\beta \\ Y_C = Y_B - R\sin\beta \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \text{其中} \quad X_C &= x_c \cos 60^\circ + y_c \cos 30^\circ \\ Y_C &= x_c \cos 60^\circ - y_c \cos 30^\circ \\ \beta &= \theta + 24^\circ \end{aligned}$$

式中 (x_c, y_c) —— xOy 坐标系中顶点 C 坐标, mm
 (x_A, y_A) —— xOy 坐标系中顶点 A 坐标, mm
 θ —— AC 连线与 x 正半轴夹角, ($^\circ$)
 (X_C, Y_C) —— XOY 坐标系中顶点 C 坐标, mm
 (X_B, Y_B) —— XOY 坐标系中顶点 B 坐标, mm
 β —— BC 连线与 X 正半轴夹角, ($^\circ$)

由式(1)求解得到点 C 在 xOy 坐标系内的轨迹参数方程为

$$\begin{cases} x_c = -\frac{1}{2}a + R(A_1 \sin\theta + A_2 \cos\theta) \\ y_c = \frac{\sqrt{3}}{2}a - R\sin\theta \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \text{其中} \quad a &= \frac{R}{\sqrt{3}} \\ A_1 &= \frac{2\sqrt{3}\cos 24^\circ - 1}{3} \\ A_2 &= \frac{2\sqrt{3}\sin 24^\circ}{3} \end{aligned}$$

式中 a ——正六边形边长, mm

A_1, A_2 ——点 C 轨迹参数方程系数

由式(2)可以看出, 顶点 C 在正六边形顶点处的运动轨迹为椭圆的一段弧, 其中, 椭圆中心点为 $(-\sqrt{3}R/6, R/2)$, 焦点在直线 $y = -\sqrt{3}x$ 上, 半长轴长度约为 $1.12R$, 半短轴长度约为 $0.43R$, 如图 4 所示。根据对称性可求勒洛五边形在正六边形其余各顶点处的运动轨迹。

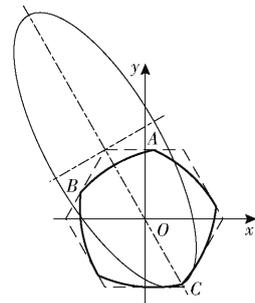


图4 勒洛五边形顶点运动轨迹

Fig. 4 Trajectory of top of Reuleaux polygon

因此, 当勒洛五边形离合装置动力切断, 内部动力接合齿顶点绕六方输出轴表面转动时, 要保证六方输出轴在尖点处圆角曲率半径小于接合齿顶点在该处运动的瞬时曲率半径, 根据椭圆曲线几何特征, 椭圆轨迹与正六边形轨迹切点处曲率半径约为 $0.24R$, 即当选用的六方输出轴内切圆直径 20 mm 时, 设置尖点处圆角曲率半径为 4.8 mm。

2.2 动力接合齿齿形分析

勒洛五边形离合装置在接合动力时,勒洛五边形动力接合部件由在正六边形限位部件内部自由转动转换为与动力输入端同轴转动,此时动力接合齿顶点回转半径小于六方输出轴最大轮廓半径,因此动力接合齿带动六方输出轴转动,实现动力的接合。

动力接合齿结构参数主要包括齿顶、齿根与勒洛五边形动力接合部件质心的距离 b_1 、 b_2 ,以及动力接合齿面夹角 ξ ,以其中一个动力接合齿与六方输出轴接触时的状态进行分析,如图5所示。

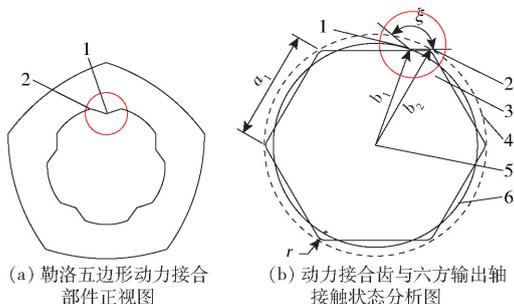


图5 接合齿形结构分析图

Fig. 5 Structural analysis of joint tooth

1. 动力接合齿齿顶 2. 动力接合齿齿根 3. 六方输出轴 4. 齿根外轮廓线 5. 勒洛五边形动力接合部件质心 6. 齿顶外轮廓线

得到接合齿结构满足条件为

$$\begin{cases} b_1 \geq \frac{\sqrt{3}a_1}{2\sin 72^\circ} \\ b_2 \geq a_1 - \left(\frac{2\sqrt{3}}{3} - 1\right)r \\ \xi = 2\arcsin \frac{\sqrt{3}a_1}{2b_1} \end{cases} \quad (3)$$

式中 a_1 ——六方输出轴截面棱长,mm

r ——六方轴在尖点处圆角曲率半径,mm

根据式(3),当六方输出轴内切圆直径为20 mm时,得到动力接合齿结构参数: b_1 为10.5 mm、 b_2 为11.0 mm、 ξ 为 144° 。

2.3 轴向倾角与动力切换行程分析

在勒洛五边形动力接合部件和限位部件接触表面设置轴向倾角 φ ,便于通过调整限位部件轴向位置实现勒洛五边形动力接合部件运动方式的转换,如图6所示。

为了使勒洛五边形动力接合部件随着动力输入端同轴转动,限位部件轴向移动距离需满足条件以及离合装置动力切断状态下限位部件的受力方程为

$$\begin{cases} c \geq c_{\min} = \frac{2b - \sqrt{3}a}{\tan \varphi} \\ (F_1 - F_2) \cos \varphi \geq f \\ (F_1 - F_2) \sin \varphi = F_N \end{cases} \quad (4)$$

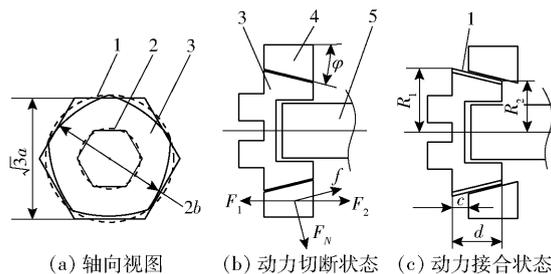


图6 动力切换临界状态示意图

Fig. 6 Critical state of power switching

1. 勒洛五边形动力接合部件最大外轮廓线 2. 动力接合齿顶点外轮廓线 3. 勒洛五边形动力接合部件 4. 限位部件 5. 六方输出轴

其中
$$b = \sqrt{\frac{3}{2 + 2\cos 36^\circ}}a$$

$$f = \mu F_N$$

- 式中 c ——限位部件轴向移动距离,mm
 c_{\min} ——离合装置最小动力切换行程,mm
 b ——勒洛五边形动力接合部件最大外轮廓半径,mm

F_1 ——离合装置接合力,N

F_2 ——压缩弹簧预紧力,N

f ——勒洛五边形动力接合部件与限位部件间摩擦阻力,N

F_N ——勒洛五边形动力接合部件与限位部件间正压力,N

μ ——勒洛五边形动力接合部件与限位部件动摩擦因数

可以看出,离合装置最小动力切换行程 c_{\min} 与轴向倾角呈负相关变化趋势,接合力与轴向倾角呈正相关变化趋势,整理式(4)得到轴向倾角满足条件为

$$\begin{cases} \varphi = \frac{R_1 - R_2}{d} > \frac{R_1 - b_2}{d} \\ \arctan \frac{2b - \sqrt{3}a}{c} \leq \varphi \leq \arctan \frac{1}{\mu} \end{cases} \quad (5)$$

式中 R_1 ——勒洛五边形动力接合部件左端最大外轮廓半径,mm

R_2 ——勒洛五边形动力接合部件右端最大外轮廓半径,mm

d ——勒洛五边形动力接合部件轴向长度,mm

综合上述分析可知,设置轴向倾角可通过改变勒洛五边形动力接合部件轴向位置实现动力的切换,动力切换行程和轴向倾角受勒洛五边形动力接合部件外形尺寸影响,由播种单体空间确定离合装置相关尺寸参数后,通过式(4)、(5)求得动力切换

行程,为离合装置动力切换机构的设计提供基础。

2.4 动力切换临界状态分析

当播种机在地头转弯或运输行走时,播种单体脱离种床,此时平行四连杆与水平方向倾角为 α ,当播种单体与限位柱接触时达到临界值,播种单体入土工作状态下该倾角在 0° 附近波动,如图7所示。

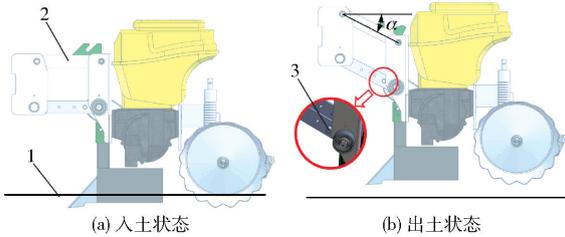


图7 播种单体工作状态

Fig.7 Working state of seeding unit

1. 种床表面 2. 平行四连杆 3. 限位柱

选取倾角 α 为离合装置动力接合与切断的反馈信号,设计一种曲柄滑块控制机构实现动力切换,如图8所示,在四连杆后铰接点 D 处设有弧形齿条,当平行四连杆与水平方向倾角达到动力切断临界值时,曲柄齿轮与弧形齿条啮合,曲柄 AB 顺时针旋转,在连杆 BC 作用下推动离合装置外套轴向移动,实现动力的切断。

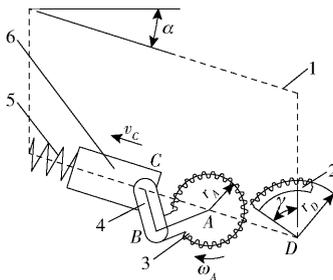


图8 曲柄滑块控制机构分析图

Fig.8 Analysis of crank slider control mechanism

1. 平行四连杆 2. 弧形齿条 3. 曲柄齿轮 4. 连杆 5. 压缩弹簧 6. 离合装置外套

对曲柄滑块控制机构动力切断过程进行建模分析,得到曲柄齿轮旋转角 θ_A 随平行四连杆倾角 α 变化的关系为

$$\theta_A = \begin{cases} 0 & (\alpha < 90^\circ - \gamma) \\ \left(1 + \frac{1}{k}\right)\alpha & (\alpha \geq 90^\circ - \gamma) \end{cases} \quad (6)$$

式中 k ——曲柄齿轮分度圆半径 r_A 与弧形齿条分度圆半径 r_D 比值(简称齿轮半径比)

γ ——弧形齿条安装相位角, $(^\circ)$

由式(6)可以看出,曲柄齿轮旋转角 θ_A 随平行四连杆倾角 α 的改变速度与齿轮半径比呈负相关变化趋势,减小该比值可提高离合装置响应速度。

曲柄齿轮达到极限位置时与曲柄滑块控制机构的相关结构参数关系为

$$\theta_{A_{\max}} = n \frac{180m}{2r_A} = \arccos \frac{l_{AC}^2 + l_{AB}^2 - l_{BC}^2}{2l_{AC}l_{AB}} - \arccos \frac{(l_{AC} + c)^2 + l_{AB}^2 - l_{BC}^2}{2(l_{AC} + c)l_{AB}} \quad (7)$$

式中 $\theta_{A_{\max}}$ ——开始啮合到极限位置曲柄齿轮旋转角, $(^\circ)$

n ——开始啮合到极限位置曲柄齿轮旋转齿数

m ——曲柄齿轮与弧形齿条模数,mm

l_{AC} ——动力接合时点 A 与点 C 间距离,mm

l_{AB} ——曲柄长度,mm

l_{BC} ——连杆长度,mm

3 动态特性仿真分析

3.1 动力接合过程最大冲击载荷分析

在勒洛五边形离合装置动力接合瞬间,动力接合齿与六方输出轴表面接触,产生正压力,对该瞬间进行分析,以输出六方轴安装轴承位置为坐标原点,水平向左为 x 轴正方向,竖直向下为 y 轴正方向建立平面直角坐标系,动力接合齿受力情况如图9所示。

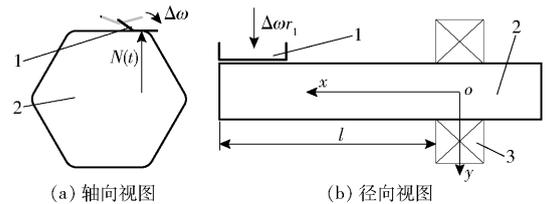


图9 接触载荷分析图

Fig.9 Analysis of contact load

1. 动力接合齿 2. 输出六方轴 3. 安装轴承

此时勒洛五边形动力接合部件与输出六方轴动力学方程为

$$\begin{cases} F_M - N(t) = m_1 \frac{\partial^2 y(l, t)}{\partial t^2} \\ EI \frac{\partial^4 y(x, t)}{\partial x^4} + \rho S \frac{\partial^2 y(l, t)}{\partial t^2} = N(t) \delta(x - l) \end{cases} \quad (8)$$

其中

$$y(l, 0) = 0$$

$$\frac{\partial y(l, 0)}{\partial t} = \Delta\omega r_1$$

式中 F_M ——驱动力, N

$N(t)$ ——接触载荷, N

m_1 ——勒洛五边形动力接合部件质量, kg

$y(x, t)$ ——输出六方轴动位移, m

l ——输出六方轴悬臂长度, m

t ——时间, s

E ——输出六方轴弹性模量, GPa

I ——输出六方轴惯性矩, m^4

- ρ ——输出六方轴密度, kg/m^3
- S ——输出六方轴横截面积, m^2
- $\delta(x)$ ——狄拉克函数, m^{-1}
- $\Delta\omega$ ——勒洛五边形动力接合部件与输出六方轴角速度差, rad/s
- r_1 ——接触点回转半径, m

动力接合齿与六方输出轴表面接触瞬间一阶振型对接触载荷影响最大^[15], 因此令输出六方轴动位移为

$$y(x, t) = y_{\max}(t) \sin \frac{\pi x}{2l} \quad (9)$$

式中 x ——动力接合齿与输出六方轴接触位置横向坐标, m

y_{\max} ——输出六方轴最大动位移, m

将式(9)代入式(8)可得

$$y(x, t) = \left(\frac{\Delta\omega r_1}{B_1} \sin(B_1 t) - \frac{B_2}{B_1} \cos(B_1 t) + \frac{B_2}{B_1} \right) \sin \frac{\pi x}{2l} \quad (10)$$

其中

$$B_1 = \sqrt{\frac{\pi^4 EI}{32m_2 l^3}}$$

$$B_2 = \frac{F_M}{m_2}$$

$$m_2 = \rho S l$$

式中 B_1, B_2 ——输出六方轴动位移方程系数

m_2 ——输出六方轴悬臂端质量, kg

结合式(8)、(10), 可得动力接合齿接触载荷为

$$N(t) = F_M + m_1 (\Delta\omega r_1 B_1 \sin(B_1 t) - B_2 \cos(B_1 t)) \quad (11)$$

最大接触载荷为

$$N_{\max} = F_M + m_1 \sqrt{\frac{\pi^4 EI (\Delta\omega)^2 r_1^2}{32m_2 l^3} + \frac{F_M^2}{m_2}} \quad (12)$$

由式(12)可以看出, 除驱动力 F_M 、输出六方轴弹性模量 E 、输出六方轴惯性矩 I 等基本参数外, 动力接合齿最大接触载荷主要受动力接合部件与输出六方轴角速度差 $\Delta\omega$ 、接触点回转半径 r_1 、动力接合部件质量 m_1 、输出六方轴悬臂端质量 m_2 等影响, 勒洛五边形离合装置动力接合齿直接作用于六方输出轴表面, 接触点回转半径 r_1 与输出六方轴悬臂端质量 m_2 均可达到最小, 因此可以保证有较小的冲击。

3.2 动力接合齿滑移分析

由十字滑块联轴器结构特点可知, 在动力接合过程中动力接合齿所受接触反力为一组正交力 F_x 、 F_y , 当动力接合齿受力失衡时与六方输出轴产生相对滑移, 对动力接合齿滑移初始阶段进行受力分析, 如图 10 所示。

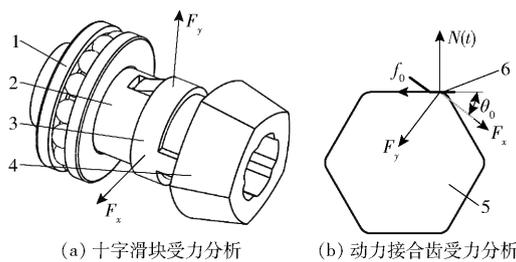


图 10 动力接合齿滑移阶段受力分析图

Fig. 10 Force analysis of sliding of dynamic joint tooth

- 1. 推力轴承 2. 动力输入轴 3. 十字滑块 4. 勒洛五边形动力接合部件 5. 输出六方轴 6. 动力接合齿

动力接合齿受力正交分解为

$$\begin{cases} N(t) = F_x \sin\theta_0 + F_y \cos\theta_0 \\ F_x \cos\theta_0 + F_y \sin\theta_0 - f_0 = m_1 a_0 \end{cases} \quad (13)$$

式中 θ_0 ——动力接合表面与十字滑块 x 方向反力相位角, ($^\circ$)

f_0 ——动力接合齿与轴面摩擦力, N

a_0 ——动力接合齿滑移加速度, m/s^2

对式(13)整理得

$$a_0 = \frac{N(t) \cos\theta_0 - f_0 \sin\theta_0 - F_y}{m_1 \sin\theta_0} \quad (14)$$

由式(14)可以看出, 在离合装置动力接合初期, 推力轴承对十字滑块径向限位作用较弱, F_y 主要由十字滑块与输入轴的摩擦力提供, 此时当动力接合齿接触载荷 $N(t)$ 大于 $f_0 \tan\theta_0 + F_y \sec\theta_0$ 时, 动力接合齿发生滑移并脱离六方输出轴表面, 在经过多次接触后, 勒洛五边形动力接合部件与输出六方轴角速度差 $\Delta\omega$ 逐渐减小, 最大接触载荷随之减小, 当动力完全接合时, 推力轴承完全限制十字滑块径向移动, 此时有 $F_y = N(t) \cos\theta_0 - f_0 \sin\theta_0$, 动力接合齿不发生滑移, 实现动力平稳传递。

综上, 勒洛五边形离合装置在动力接合过程初期, 动力接合齿的滑移作用限制接触载荷最大值, 具有防止接合瞬间冲击载荷大的优势。

3.3 仿真模型建立与参数设定

应用机械系统动力学自动分析软件 ADAMS 2017 对离合装置工作时的相关特性进行仿真分析^[16-19], 以牙嵌式离合装置为对比对象, 分别探究 2 种离合装置在动力接合过程受到的冲击载荷以及动力接合与切断过程的响应速度。其中, 牙嵌式离合装置结构如图 11 所示。

设置仿真参数: 输入轴转速与排种株距正相关, 根据实际生产经验, 选取株距 40 mm, 此时离合装置动力输入轴转速 45 r/min; 输出轴负载取决于排种器类型, 根据对机械式大豆排种器实际测量结果选取 1.2 N·m, 导入仿真模型如图 12 所示。

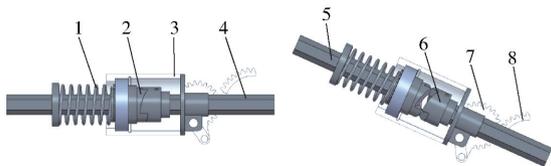


图 11 牙嵌式离合装置结构图

Fig. 11 Structure diagram of dog clutch device

1. 压缩弹簧 2. 主动牙嵌 3. 离合装置外套 4. 六方输出轴
5. 六方输入轴 6. 从动牙嵌 7. 曲柄齿轮 8. 弧形齿条

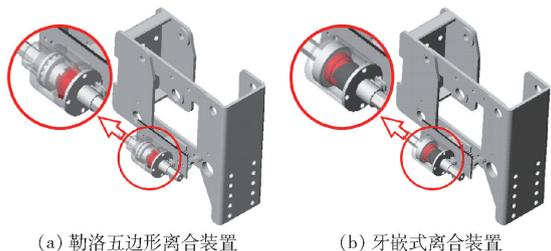


图 12 ADAMS 仿真模型

Fig. 12 Model of ADAMS simulation

3.4 动力接合过程冲击载荷对比

勒洛五边形离合装置与牙嵌式离合装置动力接合时,接合部件受到的接触载荷随平行四连杆与水平方向倾角变化趋势如图 13 所示,可以看出,在动力接合过程中,随平行四连杆与水平方向倾角逐渐变小,牙嵌式离合装置接合部件受到多次冲击载荷,随着接合过程进行,其最大冲击载荷逐渐减小,勒洛五边形接合部件接触载荷变化较平稳,其中,牙嵌式离合装置接合过程所受最大冲击载荷为 961.6 N,勒洛五边形接合部件最大冲击载荷为 428.5 N。

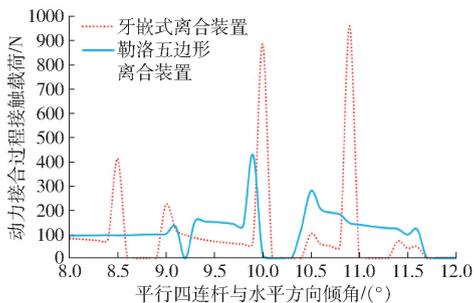


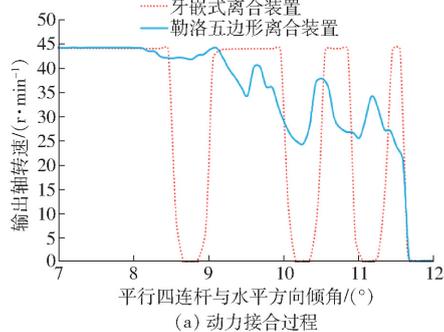
图 13 接触载荷仿真结果

Fig. 13 Simulation results of contact force

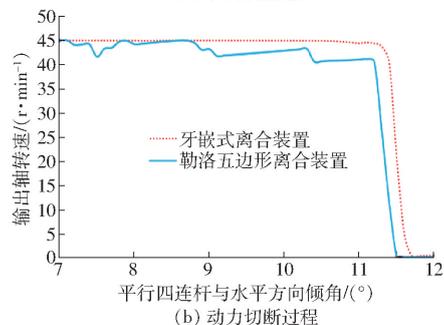
3.5 动力接合与切断过程响应速度对比

动力接合与切断时输出轴转速随平行四连杆与水平方向倾角变化趋势如图 14 所示,可以看出,当动力接合时,两种离合装置输出轴转速均发生多次波动,勒洛五边形离合装置较牙嵌式离合装置波动平缓;当动力切断时,勒洛五边形离合装置动力切断更迅速,但在切断临界位置前发生小幅度波动。这是因为在离合装置动力切断过程中,推力轴承轴向移动,对十字滑块联轴器的径向限制作用逐渐降低,十字滑块发生轻微径向摆动,导致动力接合齿与六

方输出轴表面出现微小滑移,造成六方输出轴转速发生小幅度波动。



(a) 动力接合过程



(b) 动力切断过程

图 14 动力切换响应转速仿真结果

Fig. 14 Simulation results of dynamic switching response speed

4 田间试验

4.1 试验条件与设备

试验于 2019 年 9 月 25 日在东北农业大学试验田进行,试验地土壤为东北地区黑壤土,0~5 cm 平均土壤硬度 26.5 kg/m²,0~5 cm 平均土壤含水率 22.8%,选用 2BMFJ 系列免耕播种机配套机械式大豆排种器作为试验实施载体,试验种子选用黑农 45,实际测量其千粒质量 212.5 g、3 轴等效直径 6.79 mm,为避免施肥铲与覆土装置影响试验指标的测量,试验时施肥铲不入土且不安装覆土装置,设置理论播种深度 50 mm,理论播种粒距 40 mm,试验时通过液压地轮调节播种单体出、入土状态,如图 15 所示。

4.2 试验设计与方法

应用三因素三水平正交试验方法^[20-21],选取轴向倾角、齿轮半径比和作业速度为试验因素,动力接合、切断滞后距离为试验评价指标,对影响离合装置作业性能的相关参数进行优化分析。其中,轴向倾角根据式(5)确定,轴向倾角与外轮廓尺寸呈正相关变化趋势,由于播种单体结构空间受限导致轴向倾角不能过大,倾角过小又会由于行程过大导致动力不易切换,综合考虑播种单体结构与式(5),选取轴向倾角分别为 10°、15°、20°,试验时通过更换不同倾角的勒洛五边形动力接合部件与其相配合的限位

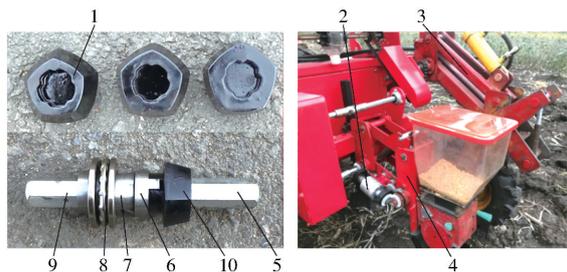


图 15 试验装置

Fig. 15 Testing apparatus

1、10. 勒洛五边形动力接合部件 2. 勒洛五边形离合装置 3. 液
压地轮 4. 播种单体 5. 六方输出轴 6. 十字滑块 7. 十字滑块
输入端 8. 推力轴承 9. 六方输入轴

外套进行调节,当轴向倾角改变时,通过改变连杆长度调节动力切换行程,由式(4)、(7)计算得到当轴向倾角为 10° 、 15° 、 20° 时,对应动力切换行程分别为 8.6、5.7、4.2 mm,连杆长度分别为 42.0、44.8、47.1 mm;齿轮半径比由曲柄齿轮与弧形齿条分度圆半径共同决定,弧形齿条分度圆半径受安装孔限制不小于 38 mm,同时曲柄齿轮齿数过小易发生根切现象,因此通过对离合装置结构进行合理分析,结合式(6)、(7)与齿轮设计相关原则^[22],选取齿轮半径比分别为 0.3、0.4、0.5,此时曲柄齿轮与弧形齿条对应分度圆半径分别为 14、17、20 mm 和 46、43、40 mm;作业速度由配套排种器决定,速度过大会降低播种合格指数,过小则会降低作业效率,试验时采用机械式大豆排种器,根据实际生产经验选取作业速度范围为 $1.5 \sim 2.5 \text{ m/s}$ ^[23-24],试验时通过控制拖拉机油门与挡位进行调节。最终确定各因素水平如表 1 所示,试验方案如表 2 所示,A、B、C 分别为轴向倾角、齿轮半径比和作业速度的水平值。

表 1 试验因素水平

Tab. 1 Factors and levels

水平	因素		
	轴向倾角 $X_1/(\text{°})$	齿轮半径比 X_2	作业速度 $X_3/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$
1	10	0.3	1.5
2	15	0.4	2.0
3	20	0.5	2.5

试验指标测量方法如图 16 所示,以播种单体前进方向建立坐标轴,动力接合滞后距离 Y_1 为播种单体开始播种作业时,播下的第一颗种子位置 S_1 与开沟器入土位置 S_2 的坐标差值,动力切断滞后距离 Y_2 为播种单体结束播种作业时,播下的最后一颗种子位置 S_3 与开沟器出土位置 S_4 的坐标差值,试验测量 5 次取平均值。

表 2 试验结果与极差分析

Tab. 2 Test results and range analysis

试验号	因素				试验指标	
	A	B	C	空列	动力接合 滞后距离 Y_1/cm	动力切断 滞后距离 Y_2/cm
	1	1	1	1	1	7.2
2	1	2	2	2	10.0	-8.3
3	1	3	3	3	12.2	-2.6
4	2	1	2	3	4.8	1.4
5	2	2	3	1	7.7	-3.9
6	2	3	1	2	6.4	-5.0
7	3	1	3	2	3.8	4.7
8	3	2	1	3	1.9	-5.7
9	3	3	2	1	4.1	1.2
k_{11}	9.8	5.3	5.2			
k_{12}	6.3	6.5	6.3			
k_{13}	3.3	7.6	7.9			
Y_1 R	6.5	2.3	2.7			
因素主次	A > C > B					
优化组合	$A_3B_1C_1$					
k_{11}	-4.8	0.8	-4.8			
k_{12}	-2.5	-5.9	-1.9			
k_{13}	0.1	-2.1	-0.6			
Y_2 R	4.9	6.8	4.2			
因素主次	B > A > C					
优化组合	$A_3B_1C_3$					



图 16 试验指标测量示意图

Fig. 16 Measurement of test indicators

4.3 试验结果与极差分析

试验结果与极差分析如表 2 所示。

对于动力接合滞后距离 Y_1 , 因素影响主次顺序为 A、C、B, 优化组合 $A_3B_1C_1$, 即轴向倾角 20° 、齿轮半径比 0.3、作业速度 1.5 m/s ; 对于动力切断滞后距离 Y_2 , 因素影响主次顺序为 B、A、C, 优化组合 $A_3B_1C_3$, 即轴向倾角 20° 、齿轮半径比 0.3、作业速度 2.5 m/s 。对于两指标优化结果, 共同确定因素 A、B 最优水平分别为 A_3 、 B_1 , 对于动力接合滞后距离 Y_1 , C 因素各水平优化顺序为 C_1 、 C_2 、 C_3 , 对于动力切断滞后距离 Y_2 , C 因素各水平优化顺序为 C_3 、 C_2 、 C_1 , 综合考虑两指标, 选取 C 因素的 C_2 为优化水平, 此时动力接合滞后距离 Y_1 优化水平与最优水平差值 1.1, 动力切断滞后距离 Y_2 优化水平与最优水平差值 1.3。

综上, 通过极差分析得到优化因素组合为: 轴向倾角 20° 、齿轮半径比 0.3、作业速度 2.0 m/s 。

4.4 试验结果方差分析

应用 Design-Expert 8.0 软件对试验结果进行方差分析^[25-27],结果如表 3 所示。

表 3 方差分析结果
Tab. 3 Results of variance analysis

指标	来源	离差平方和	自由度	均方	F	P
动力接合 滞后距离	A	64.14	2	32.07	183.83	0.005 4
	B	7.96	2	3.98	22.82	0.042 0
	C	11.32	2	5.66	32.43	0.029 9
	误差	0.35	2	0.17		
	总和	83.76	8			
动力切断 滞后距离	A	36.04	2	18.02	37.98	0.025 7
	B	69.74	2	34.87	73.49	0.013 4
	C	27.27	2	13.63	28.74	0.033 6
	误差	0.95	2	0.47		
	总和	134.00	8			

对于动力接合滞后距离 Y_1 ,轴向倾角对其影响极显著($P < 0.01$),齿轮半径比和作业速度对其影

响显著($0.01 < P < 0.05$),对于动力切断滞后距离 Y_2 ,3 个因素对其影响均显著($0.01 < P < 0.05$),这是因为轴向倾角与动力切换行程负相关,齿轮半径比与动力切换速度负相关,动力切换行程与切换速度比值为动力切换时间,动力接合与切断滞后距离由作业速度和离合装置动力切换时间共同决定,因此 3 个因素对试验指标均有极显著或显著影响。

综合考虑各因素对动力接合滞后距离 Y_1 和动力切断滞后距离 Y_2 两指标影响,以降低两指标绝对值为目标,对试验结果进行优化,得到优化结果为轴向倾角 20° 、齿轮半径比 0.3 和作业速度 1.5 m/s ,与极差分析优化结果不完全一致,通过验证试验进一步分析。

4.5 试验因素交互作用分析

试验因素 A、B、C 对指标影响趋势如图 17 所示。可以看出单个因素对试验指标的影响变化趋势不随其余因素发生变化,因此 3 个因素间无显著交互作用。

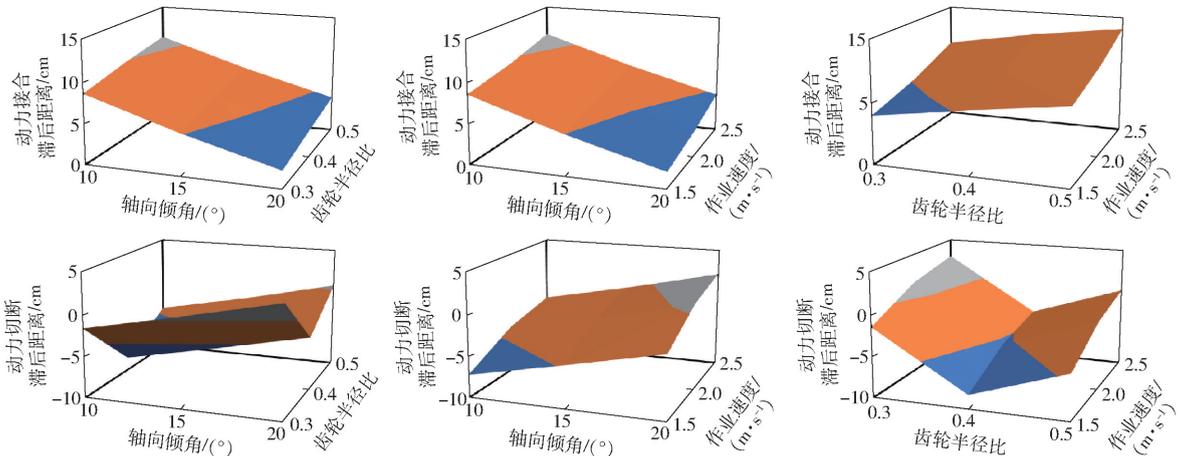


图 17 试验因素影响指标的响应曲面

Fig. 17 Response surfaces of test factors influencing indexes

4.6 对比验证试验

机械式离合装置主要分为牙嵌式和摩擦式两种类型,在结构方面,牙嵌式离合装置与所设计的勒洛五边形离合装置结构相似,均可通过曲柄滑块机构控制动力的切换,而增设摩擦轮的离合装置结构与此差异较大,且其动力切换响应速度取决于液压反馈速度,液压反馈速度慢于机械反馈速度,导致动力切换滞后距离增加,因此在试验中仅以牙嵌式离合装置为参考对象,对优化后的勒洛五边形离合装置进行作业性能对比试验,为了验证离合装置进行播种作业时的可靠性,增设试验指标播种合格指数,该指标参照 GB/T 6973—2005《单粒(精密)播种机试验方法》测定。试验结果测量 5 次取平均值,应用多重比较分析方法对试验结果进行处理分析^[28],试验结果如表 4 所示。

表 4 对比试验结果

Tab. 4 Results of comparative test

试验因素		试验评价指标		
离合装置 类型	作业速度/ ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	动力接合 滞后	动力切断 滞后	播种合格 指数/%
		距离/cm	距离/cm	
勒洛五边形离合 装置	1.5	1.2 ± 1.9	0.6 ± 1.4	94.4 ± 3.1
	2.0	2.5 ± 2.1	3.6 ± 1.8	92.9 ± 1.9
牙嵌式离合装置	1.5	6.8 ± 2.5	1.1 ± 1.2	95.2 ± 2.8
	2.0	8.4 ± 2.0	3.2 ± 1.6	93.1 ± 1.6
无离合装置	1.5			94.9 ± 2.9
	2.0			91.7 ± 2.8

由表 4 可知,相比于无离合装置的播种单体,设有勒洛五边形与牙嵌式离合装置的播种单体均可保证稳定的播种作业,相比于牙嵌式离合装置,勒洛五边形离合装置作业时动力接合滞后距离降低

82.4%、动力切断滞后距离降低45.5%,分别为1.2、0.6 cm。

5 结论

(1)基于勒洛多边形原理设计了一种机械式离合装置,在保证播种质量的同时有效降低了接合过程的冲击载荷与动力接合、切断滞后距离,避免了传统牙嵌式离合装置工作时动力切换行程长、接合瞬间冲击载荷大等问题。

(2)影响动力接合滞后距离的因素顺序由大到

小依次为:轴向倾角、作业速度、齿轮半径比;影响动力切断滞后距离的因素顺序由大到小依次为:齿轮半径比、轴向倾角、作业速度。

(3)基于勒洛多边形原理设计的离合装置进行了田间试验。当参数组合为轴向倾角 20° 、齿轮半径比0.3、作业速度1.5 m/s时,动力接合滞后距离1.2 cm、动力切断滞后距离0.6 cm。对比试验表明,优化后的勒洛五边形离合装置比牙嵌式离合装置的动力接合滞后距离降低82.4%、动力切断滞后距离降低45.5%。

参 考 文 献

- [1] 中国农业机械化科学研究院. 农业机械设计手册[M]. 北京:中国农业科学技术出版社, 2007: 396-397.
- [2] 王圆明, 宋树民, 庞有伦, 等. 单行精量玉米播种施肥机的优化设计[J]. 中国农机化学报, 2016, 37(11): 15-19. WANG Yuanming, SONG Shumin, PANG Youlun, et al. Optimization design of the single precision corn seeding and fertilizing machine[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2016, 37(11): 15-19. (in Chinese)
- [3] 王松林, 王秀, 赵学观, 等. 播种机离合装置及播种机: CN209628083U[P]. 2019-11-15.
- [4] 蔡中华, 李金泽, 杨彪, 等. 带自动离合装置的牵引式免耕精密播种机: CN206061480U[P]. 2017-04-05.
- [5] 李亚东, 李文振, 高风波. 播种机施肥箱排肥离合装置: CN201315744[P]. 2009-09-30.
- [6] GAILLARD C L, SINGH R. Dynamic analysis of automotive clutch dampers[J]. Applied Acoustics, 2000, 60(4): 399-424.
- [7] 张卓. 基于玉米大豆轮作模式的大豆精密播种技术研究及配套耕播机设计[D]. 长春: 吉林大学, 2019. ZHANG Zhuo. Research on the soybean precision seeding technology and till-planter design under corn and soybean rotation model[D]. Changchun: Jilin University, 2019. (in Chinese)
- [8] SHIOTSU I, TANI H, KIMURA M, et al. Development of high efficiency dog clutch with one-way mechanism for stepped automatic transmissions[J]. International Journal of Automotive Engineering, 2019, 10(2): 156-161.
- [9] 陈海涛, 魏志鹏, 史乃煜, 等. 一种基于牵引式免耕播种机的排种动力离合装置: CN211240814U[P]. 2020-08-14.
- [10] 李兴忠, 宋斌, 童燕华, 等. 自同步牙嵌式离合器啮合机理建模及其啮合成功概率分析[J]. 传动技术, 2015, 29(4): 21-26, 36. LI Xingzhong, SONG Bin, TONG Yanhua, et al. Engagement mechanism modeling and successful engagement probability analysis of self-synchronized jaw clutch[J]. Drive System Technique, 2015, 29(4): 21-26, 36. (in Chinese)
- [11] 胡芳芳, 蒋庆磊, 吴大转, 等. 内啮合齿式离合器轴向接合过程的冲击特性[J]. 浙江大学学报(工学版), 2013, 47(2): 325-331. HU Fangfang, JIANG Qinglei, WU Dazhuan, et al. The impact characteristics of an internal engaged gear clutch during axial direction binding process[J]. Journal of Zhejiang University(Engineering Science), 2013, 47(2): 325-331. (in Chinese)
- [12] 邹旻, 朱英杰, 吴良才, 等. 莱洛三角泵的设计与分析[J]. 液压与气动, 2017(11): 109-113. ZOU Min, ZHU Yingjie, WU Liangcai, et al. Design and analysis of Reuleaux triangle pump[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2017(11): 109-113. (in Chinese)
- [13] PHILIPPIN G A. On the eigenvalues and the torsional rigidities of regular Reuleaux polygons[J]. Results in Mathematics: Resultate der Mathematik, 2020, 75(4): 504-513.
- [14] JIN Hailin. Asymmetry of Reuleaux polygons[J]. Beiträge zur Algebra und Geometrie/ Contributions to Algebra and Geometry, 2017, 58(2): 311-317.
- [15] 吴晓. 关于悬臂梁受重锤冲击时的动载荷系数分析[J]. 兰州理工大学学报, 2020, 46(4): 169-172. WU Xiao. Dynamic load coefficient analysis of cantilever beam under the impact of heavy hammer[J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2020, 46(4): 169-172. (in Chinese)
- [16] 范工兴, 杨化林. 基于ADAMS的牙嵌式离合器结合特性研究[J]. 机电工程, 2017, 34(4): 340-345. FAN Gongxing, YANG Hualin. Characteristics of tooth embedded clutch based on ADAMS[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2017, 34(4): 340-345. (in Chinese)
- [17] 吕金庆, 于佳钰, 冯雪, 等. 辊式马铃薯分级机设计与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2019, 50(2): 323-332. LÜ Jinqing, YU Jiayu, FENG Xue, et al. Design and experiment of roller potato grading machine[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(2): 323-332. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20190237&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2019.02.037. (in Chinese)
- [18] 盛云, 武宝林. 齿轮传动中啮合冲击的计算分析[J]. 机械设计, 2005, 22(7): 41-44.

- SHENG Yun, WU Baolin. Calculation analysis on meshing impact in gear transmission[J]. Journal of Machine Design, 2005, 22(7):41-44. (in Chinese)
- [19] 蒋庆磊, 武鹏, 王乐勤, 等. 齿式离合器结合过程动态特性的仿真[J]. 机械设计, 2009, 26(3): 20-22, 58. JIANG Qinglei, WU Peng, WANG Leqin, et al. Simulative research on dynamic characteristics of meshing process of toothed clutch[J]. Journal of Machine Design, 2009, 26(3): 20-22, 58. (in Chinese)
- [20] 陈海涛, 徐源, 史乃煜. 三向可调式V型覆土镇压器设计与试验[J]. 东北农业大学学报, 2018, 49(11): 65-73. CHEN Haitao, XU Yuan, SHI Naiyu. Design and experiment on three-way adjustable V-type soil-covering and soil-compacting device[J]. Journal of Northeast Agricultural University, 2018, 49(11): 65-73. (in Chinese)
- [21] 陈海涛, 查韶辉, 顿国强, 等. 2BMFJ系列免耕精量播种机清秸装置优化与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(7): 96-102. CHEN Haitao, ZHA Shaohui, DUN Guoqiang, et al. Optimization and experiment of cleaning device of 2BMFJ type no-till precision planter[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(7): 96-102. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20160714&flag=1. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2016.07.014. (in Chinese)
- [22] 机械设计手册编委会. 机械设计手册(第3卷)[M]. 北京: 机械工业出版社, 2004: 10-28.
- [23] 史乃煜, 陈海涛, 魏志鹏, 等. 基于最速降线原理的免耕播种机强制回土装置研究[J/OL]. 农业机械学报, 2020, 51(2): 37-44. SHI Naiyu, CHEN Haitao, WEI Zhipeng, et al. Design and test of forced-return device based on principle of brachistochrone [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(2): 37-44. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=2002005&flag=1. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2020.02.005. (in Chinese)
- [24] 史乃煜, 陈海涛, 王星, 等. 弹齿式清秸装置防止残茬回带机构设计与试验优化[J/OL]. 农业机械学报, 2019, 50(4): 84-91. SHI Naiyu, CHEN Haitao, WANG Xing, et al. Design and experiment optimization of prevent bring back stubble mechanism of spring-tooth type cleaning device[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(4): 84-91. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20190410&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2019.04.010. (in Chinese)
- [25] 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/OL]. 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/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(Supp. 1): 94-99. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=2013s118&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.S1.018. (in Chinese)
- [26] 赵宏波, 何进, 李洪文, 等. 条带式旋切后抛防堵装置设计与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2018, 49(5): 65-75. ZHAO Hongbo, HE Jin, LI Hongwen, et al. Design and experiment of strip rotary-cut-throw anti-blocking implement[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(5):65-75. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20180508&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.05.008. (in Chinese)
- [27] 王汉羊. 2BMFJ-3型麦茬地免耕覆秸大豆精密播种机的研究[D]. 哈尔滨: 东北农业大学, 2013. WANG Hanyang. Study on 2BMFJ-3 type no-till soybean precision planter with straw-covering in wheat stubble fields[D]. Harbin: Northeast Agricultural University, 2013. (in Chinese)
- [28] 陈海涛, 柴誉铎, 侯守印, 等. 原茬地免耕覆秸播种机寒地秸秆腐解特性研究[J]. 东北农业大学学报, 2019, 50(9): 79-86. CHEN Haitao, CHAI Yuduo, HOU Shouyin, et al. Research on decomposition characteristics of straw in cold region base on 2BMFJ no-tillage planter[J]. Journal of Northeast Agricultural University, 2019, 50(9): 79-86. (in Chinese)