

# 地轮前置式中型免耕覆秸垄作玉米播种机转运平台研制

刘宏新<sup>1,2</sup>, 尹林伟<sup>1</sup>, 解勇涛<sup>1</sup>, 赵一健<sup>1</sup>, 方磊<sup>1</sup>

(1. 东北农业大学工程学院, 哈尔滨 150030; 2. 宿迁学院机电工程学院, 宿迁 223800)

**摘要:** 针对中型免耕覆秸垄作玉米播种机运输和作业转场困难的问题, 该研究通过理论分析与虚拟仿真技术相结合, 提出中型免耕覆秸垄作玉米播种机转运平台装载方案, 确定了地轮参数、液压系统和传动系统的布置形式, 实现整机作业状态和运输状态的转换, 并通过仿真测试液压系统动作顺序, 简化液压系统控制流程, 保证整机同步升降。仿真分析结果表明, 运输时制动状态下的机架强度满足要求, 地轮机构具备良好的强度和刚度特性, 且存在优化空间。经过轻量化设计后, 与优化前相比, 辅助型地轮机构质量减少 26.72%, 兼用型地轮机构质量减少 10.96%。样机试验表明, 地轮平台可同步抬升整机, 并通过拖拉机侧向牵引进入运输状态, 作业状态转换用时 5 min。该研究将高机动性平台技术应用于中型免耕覆秸垄作玉米播种机上, 解决了播种机作业转场困难的问题, 也可为宽幅农机装备的转运平台设计提供参考。

**关键词:** 农业机械; 液压; 转运平台; 免耕播种机; 作业转场

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2022.10.002

中图分类号: S223.2

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2022)-10-0010-09

刘宏新, 尹林伟, 解勇涛, 等. 地轮前置式中型免耕覆秸垄作玉米播种机转运平台研制[J]. 农业工程学报, 2022, 38(10): 10-18. doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2022.10.002 http://www.tcsae.org

Liu Hongxin, Yin Linwei, Xie Yongtao, et al. Development of the transfer platform with ground wheel in front for the medium-sized no-tillage stalk mulching ridge corn planter[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2022, 38(10): 10-18. (in Chinese with English abstract) doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2022.10.002 http://www.tcsae.org

## 0 引言

中国东北地区春季地温低, 种植模式以垄作为主, 但由于长期精耕细作, 导致风蚀严重, 土壤肥力下降<sup>[1]</sup>。为了改善土壤结构, 常采用免耕播种技术, 但复杂的田间工况对免耕覆秸垄作播种装备要求较高<sup>[2-4]</sup>。相较于小型与大型装备, 中型免耕覆秸垄作播种机兼具经济性、适应性和作业效率优势, 可以进行悬挂作业, 更适合在东北玉米垄作地区推广和使用, 但是机具结构复杂和自身重量大导致作业转场困难<sup>[5-7]</sup>。亟待开展中型免耕覆秸垄作玉米播种机高机动性化的研究。

国内外针对宽幅农机具的作业转场转运装置进行了研究。国外, 凯斯纽荷兰集团研制的 DV12R 播种机采用两套地轮, 分别用于作业状态和运输状态, 当作业状态切换至运输状态时需要在机架尾部手动换装运输轮。Maschio Gaspardo Spa 集团研制的 ORIETTA4-24 型蔬菜播种机<sup>[8]</sup>通过可举升和折叠的机架将两侧播种单元整体举升到一定高度且高度可控, 该机架节省空间, 布局紧凑。Kinzenbaw 等<sup>[9]</sup>发明了一种双架组式运输机架, 该机架由作业托架和运输支架组成, 作业托架可在运输支架上抬升至极限位置后旋转方向, 实现作业状态和运输状态的转换。国内, 李海亮等<sup>[10]</sup>针对宽幅免耕播种机的

折叠机架进行了模态分析, 对机架的结构进行改进和优化, 机架折叠平稳。李杞超等<sup>[11]</sup>研制的 2BZJ-12 大豆窄行密植平作高速精密播种机将两套地轮直接安装在整机上, 在运输时不需要手动拆装运输轮, 省时省力。综上, 宽幅农机具作业转场主要有三种。折叠式和双架组式机架结构复杂且工艺要求高, 侧牵引式机架使用两套地轮, 切换较复杂, 流程繁琐, 不仅占用大量空间, 而且增加了整机的重量。而中型免耕覆秸垄作玉米播种机结构紧凑, 对折叠式机架要求高, 且无法安装两套地轮, 因此现有国内外常用转场解决方案不适用。

为此将本课题组提出的兼具作业和运输功能的高机动性机架平台技术应用于中型免耕覆秸垄作玉米播种机, 并实现中型免耕覆秸垄作玉米播种机作业和运输状态灵活转换和运输稳定。

## 1 总体技术方案

中型免耕覆秸垄作玉米播种机主要由施肥装置、播种单元组、清秸覆秸装置和地轮组成, 挂接 7 组行距为 650 mm 播种单元体, 一次作业可完成原茬地种床整备、施肥、播种、覆土和镇压等工作, 株距调节范围 20~25 mm, 作业速度 6~12 km/h。

高机动性机架平台是通过地轮机构和牵引机构实现横向悬挂作业、纵向牵引运输, 在作业状态时地轮机构具有地面仿形和动力传递功能, 运输状态时可将机架抬升进行侧向牵引运输。该平台具有灵活转换作业状态和运输状态、承载力大、机动性强的特点, 可与免耕播种

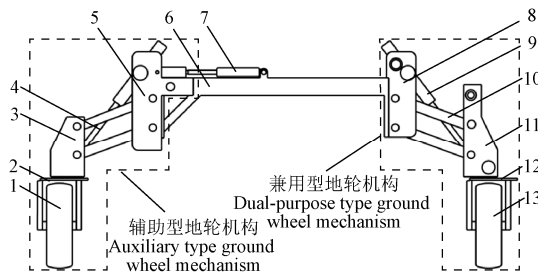
收稿日期: 2022-04-09 修订日期: 2022-05-12

基金项目: 黑龙江省百千万工程科技重大专项项目 (2020ZX17B01)

作者简介: 刘宏新, 博士, 教授, 博士生导师, 研究方向为农业机械化技术与装备。Email: Lcc98@neau.edu.cn

装备和中耕植保装备配合使用。高机动性机架平台主要有地轮中置式和地轮前置式<sup>[12-13]</sup>: 地轮中置式作业时采用双轮驱动排种轴和排肥轴, 运输时利用同步液压驱动变形机构实现机架升降, 通过万向轮进行纵向牵引。由于地轮组需装在播种单元体间隙, 作业时会留下行走带, 要求地轮组间距与拖拉机后轮轮距相同, 需对机架进行全新设计, 因此地轮中置式技术方案不适用于中型免耕覆秸垄作玉米播种机。地轮前置式作业时前轮放置在整机前方负责传递动力, 运输时后轮翻转到地面, 并利用同步液压驱动变形机构抬升整机, 具有结构简单、布置灵活和没有行走带的特点, 无需改动机架结构, 故选择地轮前置式平台应用于中型免耕覆秸垄作玉米播种机。

地轮前置式平台由辅助型地轮机构、兼用型地轮机构、侧向牵引机构和中间连接梁组成, 如图 1 所示。辅助型地轮机构的关键部件包括辅助型地轮、辅助型地轮下连接架、辅助型地轮上连接架、四杆机构、辅助型地轮液压缸、辅助型地轮翻转架和翻转液压缸。兼用型地轮机构的关键部件包括兼用型地轮固定架、兼用型地轮液压缸、四杆机构、兼用型地轮上连接架、兼用型地轮下连接架和兼用型地轮。



1. 辅助型地轮 2. 辅助型地轮下连接架 3. 辅助型地轮上连接架 4. 辅助型地轮液压缸 5. 辅助型地轮翻转架 6. 中间连接梁 7. 翻转液压缸 8. 兼用型地轮固定架 9. 兼用型地轮液压缸 10. 四杆机构 11. 兼用型地轮上连接架 12. 兼用型地轮下连接架 13. 兼用型地轮

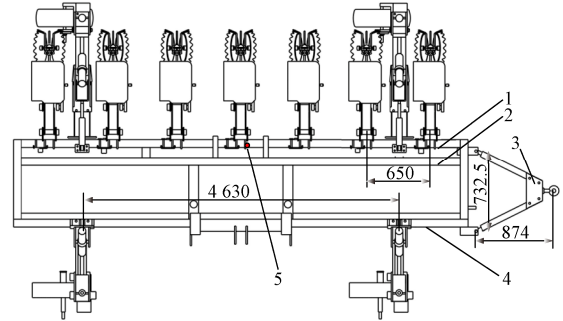
图 1 地轮前置式平台结构

Fig 1 Structure of platform with ground wheel in front

由于兼用型地轮在垄沟内行驶, 并与辅助型地轮对齐, 为了避免兼用型地轮机构与拖拉机后轮发生冲突, 地轮之间需要间隔 5 个及以上播种单元体安装, 同时地轮间隔太远会导致机架中部承受载荷大, 故地轮前置式平台应间隔 5 个播种单元体安装, 平台与整机的空间位置关系如图 2 所示。

因中间连接梁与排肥轴干涉, 故设计中间连接架和翻转液压缸固定座, 并与机架后梁固定。作业状态时, 辅助型地轮机构被抬起, 兼用型地轮机构单独完成地面仿形和传递动力的工作。在作业状态转换为运输状态的过程中, 辅助型地轮沿中间连接梁翻转至地面, 兼用型液压缸和辅助型地轮液压缸控制四杆机构将整机同步抬升至运输高度, 拖拉机侧向牵引机架行驶, 采用万向轮

结构的地轮在偏转力矩的作用下转至与牵引方向相同, 并锁定地轮方向。在运输状态转换为作业状态的过程中, 兼用型地轮液压缸和辅助型地轮液压缸控制四杆机构将整机同步下降至地面, 此时兼用型地轮液压缸停止工作, 辅助型地轮机构继续上升并翻转至水平。



1. 下梁 2. 后梁 3. 侧向牵引机构 4. 前梁 5. 质心位置  
1. Lower beam 2. Rear beam 3. Side traction mechanism 4. Front beam 5. Center of mass

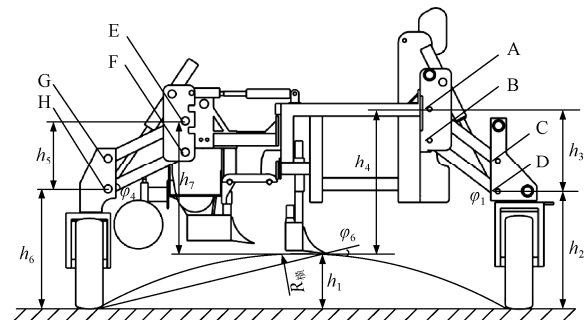
图 2 地轮前置式平台安装位置

Fig 2 Installation position of platform with ground wheel in front

## 2 关键机构与传动系统

### 2.1 地轮机构参数确定

地轮机构简图如图 3 所示, 根据最小离地间隙、地轮直径和结构尺寸确定地轮参数。



注: A~H 为铰接点;  $h_1$  为最小离地间隙, mm;  $h_2$  为四杆机构下铰接点离地高度, mm;  $h_3$  为兼用型地轮四杆机构垂直高度, mm;  $h_4$  为铰接点 A 距整机最低点高度, mm;  $h_5$  为辅助型地轮四杆机构垂直高度, mm;  $h_6$  为四杆机构下铰接点离地高度, mm;  $h_7$  为铰接点 E 距整机最低点高度, mm;  $R$  为横向通过半径, mm;  $\phi_1$  为兼用型地轮四杆机构传动角, ( $^\circ$ );  $\phi_4$  为辅助型地轮四杆机构传动角, ( $^\circ$ );  $\phi_6$  为横向通过角, ( $^\circ$ ).

Note: A-H are articulated points;  $h_1$  is the minimum ground clearance, mm;  $h_2$  is the height from the ground of the lower hinge point of the four-bar mechanism, mm;  $h_3$  is the vertical height of the dual-purpose ground wheel four-bar mechanism, mm;  $h_4$  is the lowest height of the hinged point A from the whole machine, mm;  $h_5$  is the vertical height of the auxiliary ground wheel four-bar mechanism, mm;  $h_6$  is the height from the ground of the lower hinge point of the four-bar mechanism, mm;  $h_7$  is the hinged point E distance from the lowest height of the machine, mm;  $R$  is the transverse passing radius, mm;  $\phi_1$  is the driving angle of the dual-use ground wheel four-bar mechanism, ( $^\circ$ );  $\phi_4$  is the driving angle of the auxiliary ground wheel four-bar mechanism, ( $^\circ$ );  $\phi_6$  is the transverse angle of adoption, ( $^\circ$ ).

图 3 地轮机构简图

Fig.3 Ground wheel mechanism diagram

#### 2.1.1 兼用型地轮

整机满载质量为 6 000 kg, 根据每个地轮的承受载荷预留 20% 的储备系数, 计算地轮最大载荷为 1 800 kg, 兼用型地轮选用型号为 6.00-14 直径为 660 mm 的人字形花纹胎, 辅助型地轮选用型号为 6.5-10 直径为 575 mm 的普

通花纹轮胎, 该轮胎具有承载力大的特点。

地轮前置式平台通过控制四杆机构的变形对整机进行抬升<sup>[14-15]</sup>, 如图 3 所示, 安装高度需要满足足够的耕深调节范围和离地间隙。根据玉米施肥深度 58~78 mm 的作业要求<sup>[16-17]</sup>, 兼用型地轮在垄沟内作业处于最高位置时, 需要保证施肥铲可以达到最大施肥深度 78 mm, 并使地轮完全脱离地面便于转向, 通过计算得到地轮高度变化范围为 0~550 mm, 液压缸行程为 350 mm。查阅手册确定地轮结构参数<sup>[18-19]</sup>, 兼用型地轮四杆机构垂直高度为

$$h_3 = \sin(90^\circ - \varphi_1) L_{AB} + L_{BD} \quad (1)$$

式中  $L_{AB}$  为铰接点 A、B 的距离, mm;  $L_{BD}$  为铰接点 B、D 的距离, mm;  $\varphi_1$  为兼用型地轮四杆机构传动角, ( $^\circ$ )。

传动角的大小可以控制地轮的抬升高度, 传动角越大机构支撑性能较好<sup>[16]</sup>, 通常设计  $\varphi \geq 50^\circ$ , 当离地间隙最大时, 传动角最小, 故  $\varphi_1$  取  $50^\circ$ , 根据已知杆件的长度, 将以上参数代入式 (1) 可得  $h_3 = 554$  mm, 则铰接点 A 距整机最低点高度为

$$h_4 = h_3 + h_2 - h_1 \quad (2)$$

式中  $h_1$  为最小离地间隙, mm;  $h_2$  为四杆机构下铰接点离地高度, mm。

已知最小离地间隙  $h_1$  为 350 mm, 根据地轮直径和结构尺寸计算得到四杆机构下铰接点离地高度  $h_2$  为 730 mm, 根据式 (2) 计算可得  $h_4 = 934$  mm。整机离去角  $\varphi_2$  和接近角  $\varphi_3$ , 计算公式如式 (3) 和式 (4) 所示。

$$\varphi_2 = \arctan(L_1 / L_2) \quad (3)$$

$$\varphi_3 = \arctan(L_3 / L_4) \quad (4)$$

式中  $L_1$  为机架尾部最低点与地面的垂直高度, mm;  $L_2$  为机架后端最低点与地轮着地点的水平距离, mm;  $L_3$  为机架前端最低点与地面的垂直高度, mm;  $L_4$  为机架前端最低点与地轮着地点的水平距离, mm。

根据铰接点距整机最低点高度计算兼用型地轮机构的固定高度, 并将兼用型地轮机构固定于机架前梁上。

### 2.1.2 辅助型地轮

在保证辅助型地轮的四杆机构正常变形情况下, 确定中间连接梁尺寸, 并通过调整杆件的长度保证地轮机构旋转时不与机架部件发生干涉。利用数字样机干涉检查方法, 确定中间连接梁长度为 520 mm。

根据地轮直径和结构尺寸, 四杆机构垂直高度为

$$h_5 = \sin(90^\circ - \varphi_4) L_{FH} + L_{EF} \quad (5)$$

式中  $L_{FH}$  为铰接点 F、H 的距离, mm;  $L_{EF}$  为铰接点 E、F 的距离, mm;  $\varphi_4$  为辅助型地轮四杆机构传动角, ( $^\circ$ )。

根据测算可知整机重心位置在后方, 为使辅助型地轮具有更好的支撑性能, 取传动角  $\varphi_4 = 65^\circ$ , 根据已知杆件的长度, 将以上参数代入式 (5) 可得  $h_5 = 452$  mm, 则铰接点 E 距整机最低点高度为

$$h_7 = h_5 + h_6 - h_1 \quad (6)$$

式中  $h_6$  为四杆机构下铰接点离地高度, mm。

根据最小离地间隙、地轮直径和结构尺寸计算得到四杆机构下铰接点离地高度  $h_6$  为 747 mm, 根据式 (6)

计算可得  $h_7 = 849$  mm。

根据铰接点距整机最低点高度确定中间连接梁高度, 将辅助型地轮中间连接梁固定于机架上。

## 2.2 传动系统

兼用型地轮通过传动系统驱动排种轴和排肥轴进行作业, 传动系统由链轮、牙嵌离合器、排种轴、排肥轴和变速箱等组成。动力传递路线如图 4 所示。

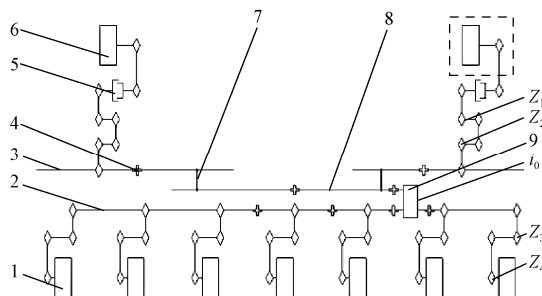


图 4 传动系统简图

1. 排种器 2. 排种总轴 3. 排肥轴 4. 万向节 5. 牙嵌离合器 6. 兼用型地轮 7. 锥齿轮传动轴 8. 中间轴 9. 变速箱  
1. Seed metering device 2. Main axis of seed metering 3. Tooth clutch 6. Dual type ground wheel 7. bevel gear drive shaft 8. Intermediate shaft 9. Transmission  
注:  $i_0$  为地轮总成传动比;  $i_1$  为变速器传动比;  $Z_1$  为地轮平行四杆输出链轮齿数;  $Z_2$  为地轮总成输出链轮齿数;  $Z_3$  为变速箱输出链轮的齿数;  $Z_4$  为播种单元传动链轮齿数。

Note:  $i_0$  is the transmission ratio of ground wheel assembly;  $i_1$  is the transmission ratio;  $Z_1$  is the number of teeth of the sprocket with parallel four-bar output of the ground wheel;  $Z_2$  is the number of output sprocket teeth of ground wheel assembly;  $Z_3$  is the number of teeth of gearbox output sprocket;  $Z_4$  Sowing unit drive sprocket number of teeth.

图 4 传动系统简图

Fig.4 Transmission system diagram

在作业状态下, 拖拉机牵引玉米播种机作业, 地轮与地面之间的摩擦力带动地轮旋转, 并由兼用型地轮轴带动链轮旋转, 通过牙嵌离合器将动力传递给兼用型地轮上连接架的链轮, 再传递给排肥轴 3, 两段排肥轴通过万向节 4 连接, 排肥轴带动排肥轮旋转进行排肥作业, 并将动力通过锥齿轮传动轴 7 传递给中间轴 8, 输入变速箱 9 通过不同的传动比输出动力, 再将动力传递通过万向节连接的排种器总轴 2, 将动力分别通过各播种单元的链轮传递给排种器, 排种器 1 进行排种作业。整机的传动比  $i$  为

$$i = i_0 Z_2 i_1 Z_4 / (Z_1 Z_3) \quad (7)$$

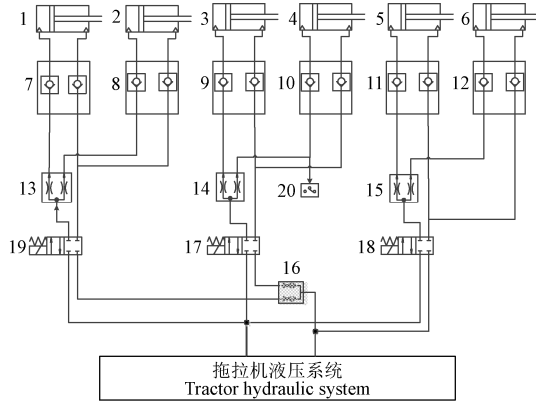
变速箱最高档位和最低档位的传动比  $i_1$  为 0.68 和 0.84, 传动系统使用相同链轮, 地轮总成传动比  $i_0$  为 1, 代入式 (7) 可得整机传动比  $i$  为 0.68 和 0.84。

## 3 液压系统

### 3.1 工作原理

在工作状态转换为运输状态过程中, 当辅助型地轮下降至兼用型地轮同高时, 无法自动控制兼用型地轮液压缸的接通。采用压力继电器和电磁换向阀组合方式优化液压电控系统, 将两进两出改为一进一出, 以减少进油口和出油口数量, 通过将接近开关安装于辅助型地轮机构, 与中间继电器搭配简化操作步骤并实现顺序控制。液压系统原理如图 5 所示。液压系统控制流程如图 6 所示。



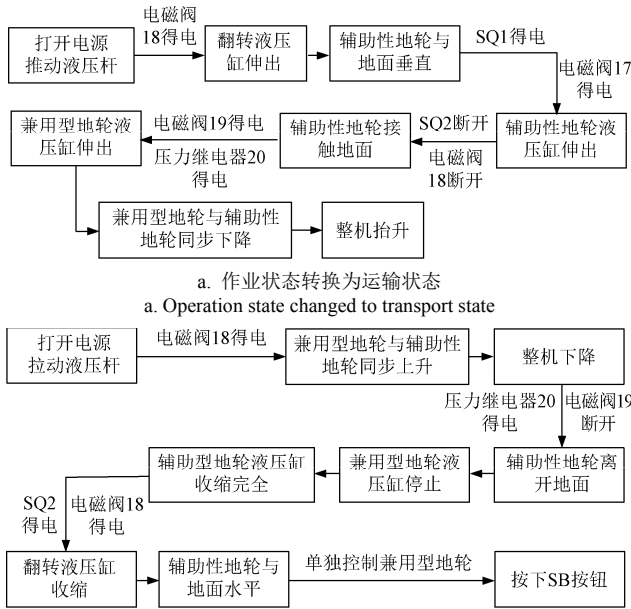


1、2.兼用型地轮升降液压缸 3、4.辅助运输轮升降液压缸 5、6.翻转液压缸 7~12.液压锁 13~16.分流集流阀 17~19.二位四通电磁阀 20.压力继电器

1, 2. Dual type ground wheel lifting hydraulic cylinder 3, 4. Auxiliary transport wheel lifting hydraulic cylinder 5, 6. Reverse hydraulic cylinder 7-12. Hydraulic lock 13-16. Shunt collecting valve 17-19. Solenoid directional valve 20. Pressure relay

图 5 液压系统原理图

Fig.5 Original hydraulic system schematic diagram



a. 作业状态转换为运输状态  
a. Operation state changed to transport state

b. 运输状态转换为作业状态  
b. Transport state changed to operation state

图 6 液压系统控制流程

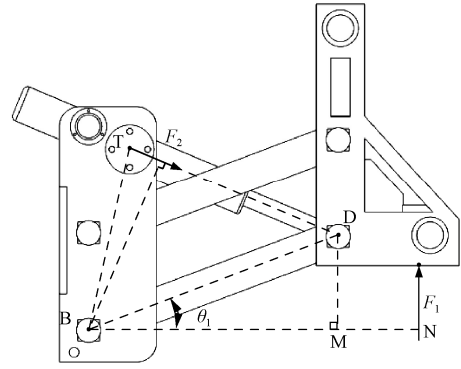
Fig.6 Hydraulic system control flow

### 3.2 液压系统参数确定

根据负载计算执行元件的主要参数, 在运输状态下执行元件支撑播种机的全部质量, 对液压缸受力分析如图 7 所示, 整机满载质量为 6 000 kg, 将单个轮胎支持力  $F_1$  代入式 (8) 中, 图 7 中  $\angle TBN=77^\circ$ ,  $L_{TB}=382.56$  mm,  $L_{BD}=550$  mm,  $L_{NM}=164.382$  mm,  $\theta_1$  取值范围为  $[-32.8^\circ, 27.5^\circ]$ , 当取最小  $-32.8^\circ$  时, 液压缸受力最大。翻转液压缸的负载是辅助型地轮的重量, 辅助型地轮的质量为 180 kg, 负载重量远远小于伸缩液压缸的负载要求, 因此液压系统的工作压力完全可以保证翻转液压缸运行。

根据几何关系有

$$F_2 = F_1 [L_{BD} \cos \theta_1 + L_{NM}] \cdot \sqrt{L_{TB}^2 + L_{BD}^2 - 2L_{TB}L_{BD} \cos(\angle TBN - \theta_1)} / (L_{TB} \cdot L_{BD} \sin(\angle TBN - \theta_1)) \quad (8)$$



注:  $F_1$  为地轮对上连接架旋转轴的支反力,  $N$ ;  $F_2$  为液压缸对固定架的作用力,  $N$ ;  $\theta_1$  为平行四杆下杆件与水平面的夹角,  $(^\circ)$ 。

Note:  $F_1$  is the supporting reaction force of the rotation axis of the upper connecting frame of the ground wheel pair,  $N$ ;  $F_2$  is the force exerted by the hydraulic cylinder on the fixing frame,  $N$ ;  $\theta_1$  is the Angle between the lower member of the parallel four-bar and the horizontal plane,  $(^\circ)$ .

图 7 液压缸受力分析

Fig.7 Stress analysis of hydraulic cylinder

经计算可得  $F_2=33\ 596$  N, 设计时取最大安全系数 1.5, 单个伸缩液压缸的最大推力为  $F_2=50\ 394$  N。农业机械常用系统压力为 10~16 MPa, 为保证其运输状态的稳定性, 根据参考液压与气压传动设计参数选择农业机械的最大工作压力 16 MPa。辅助型地轮液压缸和兼用型地轮液压缸都为伸缩液压缸, 同时抬升整机, 而翻转液压缸只对辅助型地轮进行翻转, 并通过锁定装置对翻转架进行固定, 因此翻转液压缸工作载荷较小。辅助型地轮翻转质量为  $m_{\text{辅}}=178.9$  kg, 根据测量所得的质心位置代入平衡公式计算可得最大拉力为 10 734.5 N, 按最大安全系数 1.5 并增大推力使到达锁止位置, 单个伸缩液压缸的最大推力为  $F=16\ 101.8$  N。根据液压缸的负载和初选的工作压力计算液压缸内径:

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi P}} \quad (9)$$

式中  $F$  为液压缸工作负载,  $N$ ;  $P$  为液压缸工作压力,  $\text{MPa}$ 。  $D$  为液压缸内径,  $\text{mm}$ 。

经计算并查阅机械设计手册, 确定液压缸参数: 伸缩液压缸内径为 63 mm, 活塞杆直径 35 mm; 翻转液压缸内径 40 mm, 活塞杆直径 25 mm。根据整机设计要求的最大离地间隙和四杆机构变形要求, 计算得到伸缩液压缸行程 350 mm, 翻转液压缸行程 150 mm。

### 3.3 液压系统仿真分析

#### 3.3.1 模型建立

为了保证运输平稳和作业质量, 仿真测试液压系统的同步精度和顺序动作<sup>[20]</sup>, 同步精度是表示同步执行器之间运动速度或位移的误差程度, 在作业状态时, 如果两个兼用型地轮液压缸位移误差大, 则导致兼用型地轮不同高, 播种机两侧播种深度不一致。在运输状态下, 由于车辆道路行驶要求, 车轮离地面高度差应不超过 20 mm<sup>[21]</sup>, 故需要保证兼用型地轮液压缸和辅助型地轮液压缸的同步性能, 经计算需保证液压缸的同步精度在 3.6% 以内, 两个液压缸的同步精度计算公式如式 (10) 所示。

$$\delta=2|x_1-x_2|/(x_1+x_2)\times 100\% \quad (10)$$

式中  $x_1$ 、 $x_2$  分别为 2 个液压缸的伸缩位移, m。

根据设计的液压系统建立该液压回路的 AMESim 模型, 并对拖拉机液压系统简化处理, 根据纽荷兰 110-90 拖拉机的参数设定双向变量泵的参数, 液压流量 38 L/min, 标定转速 1 500 r/min, 拖拉机液压系统额定输出压力 19 MPa, 实际输出压力由负载载荷决定。其他元器件采用 HCD (Hydraulic Component Design)、Mechanical、Signal Control 和 Hydraulic 库<sup>[22-23]</sup>中的部件。

### 3.3.2 参数设置

在作业状态时, 兼用型地轮机构承担地面仿形和传动的的作用, 且其高度可以实时调节。兼用型地轮与辅助型地轮的伸缩液压缸参数相同, 各模型元件的主要参数如表 1 所示。

表 1 液压系统模型参数

Table 1 Hydraulic system model parameter

部件 Parts	参数 Parameter	数值 Value
液压泵 Hydraulic pump	双向变量泵排量/(mL·r <sup>-1</sup> )	38
	电机转速/(r·min <sup>-1</sup> )	1.5×10 <sup>3</sup>
电磁换向阀 Solenoid directional valve	最高工作油压/MPa	31
	阀阻尼比	0.8
压力继电器 Pressure relay	压力范围/MPa	3~21
	接线类型	常开

### 3.3.3 仿真结果与分析

经过理论计算得到各地轮的支持力, 并将负载施加于液压缸活塞杆端。仿真时间设为 160 s, 在 70 s 时变换双向变量泵的方向。测试液压系统由作业状态转换为运输状态, 再转换为作业状态的顺序动作, 并计算其同步精度, 结果如图 8 所示。

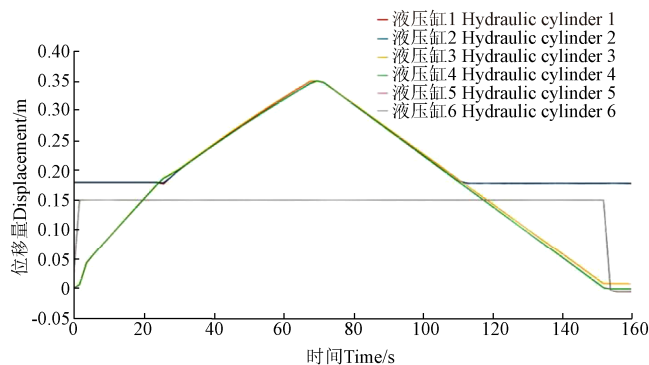


图 8 液压缸位移变化量

Fig.8 Hydraulic cylinder displacement change

由图 8 可知, 1.3 s 时翻转液压缸伸出至 0.15 m, 辅助型地轮液压缸开始从 0 m 伸出至 0.18 m, 当到达 0.18 m

时, 兼用型地轮液压缸开始从 0.18 m 与辅助型地轮液压缸一起伸出至 0.35 m, 动作的顺序性符合要求。液压系统的顺序动作符合工作要求, 液压缸活塞杆可到达目标位置。

## 4 机架与地轮机构结构分析与轻量化设计

### 4.1 运输状态有限元分析

机架作为整机的主支撑骨架, 在运输状态制动时, 由于制动减速对机架所有部件都产生惯性力, 机架受到的总载荷最大, 根据农用挂车要求<sup>[24]</sup>, 轮式拖拉机制动稳定减速度应不小于 4.5 m/s<sup>2</sup>。首先对制动状态下的机架受力进行分析, 如表 2 所示。

表 2 制动状态下机架受力情况

Table 2 Frame stress under braking state

载荷名称 Name of load	值 Value /N
机架重力 Frame of gravity	20 279.1
清秸刀齿总成重力 Gravity of straw cutter teeth	1 788.8
肥箱及肥料重力 Fertilizer box and fertilizer gravity	2 461.8
播种单元体重 Gravity of seeding monomer	8 732.8
液压元件重力 Hydraulic component gravity	1 278.9
兼用型地轮重力 Dual type ground wheel gravity	1 937.5
辅助型地轮重力 Auxiliary ground wheel gravity	3 070.3
兼用型地轮阻力 Versatile ground wheel resistance	160.4
辅助型地轮阻力 Auxiliary ground wheel resistance	121.5
机架惯性力 Rack inertia force	9 311.8
清秸刀齿总成惯性力 Inertia force of cutter teeth	821.4
肥箱及肥料惯性力 Inertia force of fertilizer box	1 130.4
播种单元体惯性力 Inertia force of seeding unit	4 009.9
液压元件惯性力 Inertia force of hydraulic parts	587.3

利用 CATIA 软件工程分析模块进行有限元分析, 机架预处理包括模型处理、添加材料、网格划分和定义边界条件<sup>[25]</sup>。材料为 Q235, 屈服极限  $\sigma_s=235$  MPa, 安全系数为 1.5, 许用应力为  $[\sigma]=156.67$  MPa。为达到目标的精度要求, 细化前梁和下梁与地轮机构连接位置的网格, 并进行网格无关性验证, 网格尺寸和绝对垂度分别为 24 和 4 mm。在机架焊接处创建线连接关系, 添加焊缝连接特性, 并创建地轮机构虚件, 按机架受力情况添加约束和载荷, 在牵引销施加圆柱铰约束, 在地轮与地面的接触点施加棱柱约束, 边界条件如图 9a 所示, 静力学计算得到在运输时制动状态下的机架应力和变形云图如图 9b、9c 所示。由图 9 可知, 应力集中区域主要在后梁, 最大位移位于后梁的中部, 最大应力值为 145.05 MPa, 最大位移为 3.39 mm, 满足机架的正常工作要求, 可通过焊接加固提高该位置的强度和刚度, 保证运输安全。

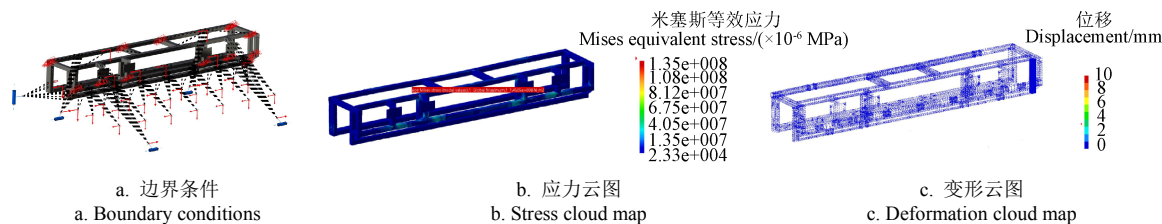


图 9 机架有限元分析

Fig.9 Frame finite element analysis

为了优化兼用型地轮机构和辅助型地轮机构的结构,对制动状态下兼用型地轮机构和辅助型地轮机构有限元分析,计算结果如图 10 所示。由图 10 可知,运输状态下兼用型地轮机构最大应力为 130.97 MPa,最大应力位于兼用型地轮下连接架处,运输状态下辅助型地轮机构最大应力为 138.25 MPa,最大应力的位置位于辅助型地轮中间连接梁与机架后梁连接处,地轮与机架的固定位置和连接架之间的转动轴应力较大,位移量较大,对转动轴的要求较高,而连接架、固定架和翻转架经测量具有较大的强度储备余量。

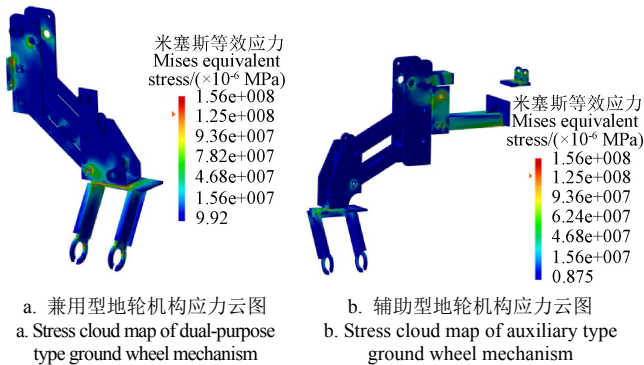


图 10 制动状态下地轮机构有限元分析

Fig.10 Finite element analysis of ground wheel mechanism under braking state

#### 4.2 轻量化设计

在保证结构强度的前提下,利用有限元软件对地轮机构进行轻量化设计<sup>[26-27]</sup>。轻量化方法<sup>[28-30]</sup>主要分为三

种:一是使用高强度材料;二是采用合理的结构布局及零部件造型;三是采用去料减重。根据有限元仿真结果,对地轮结构进行优化设计减轻平台的质量。

为减小辅助型地轮中间连接梁与机架的固定位置的应力和变形,在翻转架和机架下梁之间设计加固结构,并在兼用型固定架与前梁固定位置加装固定结构,同时对强度要求低的位置进行去料处理。因为地轮上连接架与地轮下连接架转轴承力较大,故采用耐磨性高的 40Cr 作为转轴材料,并增加转轴与连接架的接触面积。根据分析结果,以兼用型地轮的下连接架、上连接架及固定架、辅助型地轮的下连接架、上连接架及翻转架去料质量共 6 个关键的参数作为设计变量。约束函数为地轮连接架的应力和变形位移,地轮机构材料为 Q235A,许用应力 $[\sigma]$ 为 156.67 MPa,查阅文献<sup>[31]</sup>得最大垂向许用位移值为 10 mm。平台优化目标以保证强度和刚度为前提,以质量最小为优化目标,对轻量化后的地轮平台进行有限元分析,结果如图 11 所示。

从优化结果来看,兼用型地轮机构最大应力由 130.96 MPa 增至 148.37 MPa,最大位移由原来的 9.79 mm 降至 6.58 mm。辅助型地轮机构最大应力由 138.06 MPa 增至 152.98 MPa,满足许用应力值,最大位移由原来的 8.11 mm 降至 5.02 mm。通过改变结构和去除材料的方式减轻了地轮质量,与优化前相比,辅助型地轮机构的质量由 244.0 kg 减少到 178.8 kg,减少 26.72%,兼用型地轮机构的质量由 175.5 kg 减少到 156.3 kg,减少了 10.96%,且满足地轮机构的强度和刚度要求,地轮机构优化效果明显。

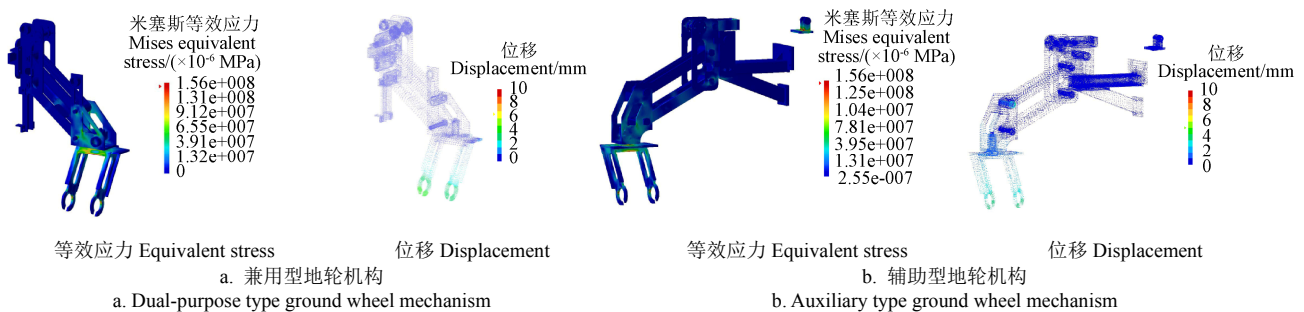


图 11 制动状态下地轮机构轻量化后的有限元分析

Fig.11 Finite element analysis of ground wheel mechanism after lightweight under braking state

### 5 样机试验

#### 5.1 样机试制

根据优化后的地轮尺寸完成试验样机的试制,由哈尔滨市农牧机械厂进行加工,对地轮平台和侧向牵引机构进行总装,并安装调试液压系统、电控装置和传动系统。

#### 5.2 试验条件与方法

为验证地轮机构状态转换和整机运输平稳,于 2022 年 3 月进行状态转换试验和振动试验。根据试验要求,试验在东北农业大学工程实训中心进行,动力由纽荷兰 110-90 拖拉机提供,该试验条件满足农业机械试验要求。试验现场如图 12 为状态转换。

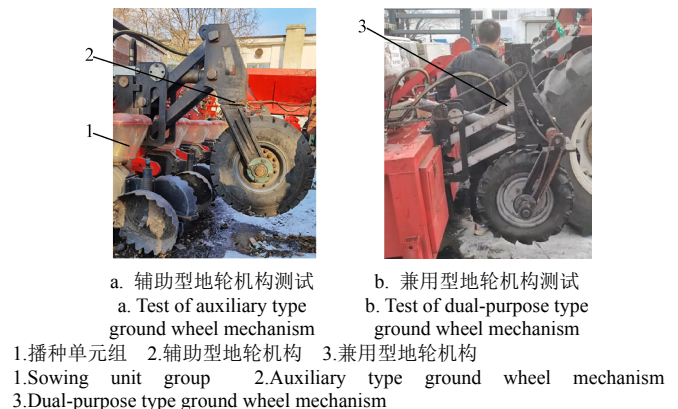


图 12 状态转换试验现场

Fig.12 State change test site



将整机从运输状态转换为作业状态, 完成后再从作业状态转换为运输状态为一个工作循环, 重复进行 10 个工作循环, 测试其工作精确性和同步精度, 分别记录液压缸的运行时间和位移量, 并测量整机运输状态的通过性参数。

整机在运输中主要受垂直方向的振动, 且不同速度下振动影响程度也不同。考虑到拖拉机正常行驶速度在 30 km/h 范围内, 拖拉机分别以 10、15、20、25 和 30 km/h 的速度侧向牵引整机行驶, 测试道路长度为 300 m, 田间道路占 60%, 其余为三、四级道路<sup>[24,32]</sup>。兼用型地轮和辅助型地轮轮胎压力分别为 530 和 560 kPa, 同一速度下重复进行 5 次试验, 采用采样频率为 200 Hz 的 WT901 加速度传感器对整机质心的垂直加速度进行测量, 并连接笔记本记录试验数据。

### 5.3 结果与分析

#### 5.3.1 状态转换试验结果分析

根据试验数据计算得到仿真与试验的同步精度对比如表 3 所示, 仿真值和试验值的相对误差为 8.06%、8.72% 和 16.81%, 兼用型地轮液压缸与辅助型地轮液压缸误差较小, 验证了仿真模型的准确性, 液压缸的同步精度均小于 3.60%, 液压系统同步效果良好, 并能准确到达工作位置, 证明液压电控系统可以有效完成液压缸的顺序动作。

表 3 液压缸同步精度仿真与试验结果比较

Table 3 Comparison between simulation and test results of hydraulic cylinder synchronization accuracy %

液压缸 Hydraulic cylinder	试验结果 Test results	仿真结果 Simulation result	相对误差 Relative error
兼用型地轮液压缸 Dual-purpose type ground wheel hydraulic cylinder	2.48	2.28	8.06
辅助型地轮液压缸 Auxiliary type ground wheel hydraulic cylinder	3.44	3.14	8.72
翻转液压缸 Turn over hydraulic cylinder	1.13	1.32	16.81

经测试从控制液压操作杆到与拖拉机完成挂接, 整体状态转换时间为 5 min, 可以实现作业与运输状态的转换, 与手动换装地轮相比, 有效节省了作业转场的时间。根据测量地轮机构质量为 675.1 kg, 整机参数如表 4 所示, 各项指标满足道路使用要求, 通过性良好。

表 4 整机参数

Table 4 The machine parameters

参数 Parameters	技术指标 Indicators	测定结果 Test results
离地间隙 Clearance from the ground/mm	$\geq 350$	350
接近角 Close to the corner/(°)	$> 25$	42.8
离去角 Angle of departure/(°)	$> 25$	36.5
纵向通过半径 Longitudinal radius of passage/mm	3 000~9 000	6 575
横向通过半径 Transverse radius of passage/mm	3 000~9 000	5 041

#### 5.3.2 振动测试结果分析

为了获得准确的振动数据, 取所测加速度的中间数据, 并进行五点三次平滑处理, 再将不同速度下地轮平台质心

的垂直加速度进行快速傅立叶变换得到加速度功率谱密度, 图 13 为拖拉机分别以 10、15、20、25 和 30 km/h 的行驶速度时整机质心的垂直加速度的功率谱密度。

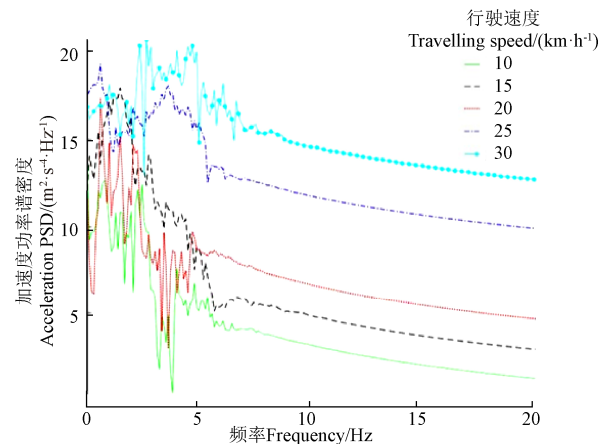


图 13 不同行驶速度下整机质心垂直加速度功率谱密度

Fig.13 Power Spectral Density (PSD) of vertical centroid acceleration of rack platform under different driving speeds

对比不同行驶速度下地轮平台质心垂直加速度功率谱密度的变化情况可知, 10、15 和 20 km/h 的行驶速度下质心处垂向振动加速度的固有频率集中在 0~3 Hz 内, 且整机垂向振动固有频率随着行驶速度的增大而增大, 振动强度快速增大。25 km/h 速度下的垂向加速度峰值为 8.48 m/s<sup>2</sup>, 通过对加速度积分可得最大位移为 6.8 mm, 30 km/h 速度下的垂向加速度峰值为 9.61 m/s<sup>2</sup>, 最大垂向位移为 7.5 mm, 满足整车的径向摆动量<sup>[20]</sup>, 运输安全稳定。

## 6 结 论

1) 地轮前置式中型免耕覆秸垄作玉米播种机, 转运平台结构紧凑, 布局合理, 其传动系统可以保证传动精确, 优化后的液压系统控制简便, 可实现作业状态和运输状态的转换。

2) 机架有限元分析结果表明, 整机运输制动状态下的机架最大应力为 145.05 MPa, 最大位移为 3.39 mm。轻量化设计后的地轮机构与优化前相比, 其辅助型地轮机构的质量减少 26.72%, 兼用型地轮机构的质量减少 10.96%, 且最大应力满足强度要求, 保证了整机作业与运输安全稳定。

3) 样机试验表明, 液压电控系统能够控制液压缸完成顺序动作, 状态转换用时 5 min, 节约了作业转场时间。在作业状态下, 利用液压系统和兼用型地轮提供的下压力对工作深度实时调节, 满足工作深度要求。在运输状态下整机满足通过性指标, 具有良好的通过性。

### 【参 考 文 献】

- [1] 林静, 刘艳芬, 李宝筏, 等. 东北地区垄作免耕覆盖模式对土壤理化特性的影响[J]. 农业工程学报, 2014, 30(23): 58-64. Lin Jing, Liu Yanfen, Li Baofa, et al. Effect of ridge-till and no-till mulching modes in Northeast China on soil physicochemical properties[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2014, 30(23): 58-64. (in Chinese with English abstract)
- [2] 刘艳芬, 林静, 李宝筏. 轻量化玉米垄作免耕播种机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2017, 48(11): 60-69.

- Liu Yanfen, Lin Jing, Li Baofa. Design and experiment on lightweight maize ridge planting no-tillage planter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(11):60-69. (in Chinese with English abstract)
- [3] 王庆杰, 曹鑫鹏, 王超, 等. 东北黑土地玉米免少耕播种技术与机具研究进展[J]. 农业机械学报, 2021, 52(10): 1-15. Wang Qingjie, Cao Xinpeng, Wang Chao, et al. Research progress of no/minimum tillage corn seeding technology and machine in northeast black soil regions of China[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(10): 1-15. (in Chinese with English abstract)
- [4] 林静, 宋玉秋, 李宝筏. 东北垄作区机械免耕播种工艺[J]. 农业工程学报, 2014, 30(9): 50-57. Lin Jing, Song Yuqiu, Li Baofa. Mechanical no-tillage sowing technology in ridge area of Northeast China[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2014, 30(9): 50-57. (in Chinese with English abstract)
- [5] Chen Q, Zhang X, Sun L, et al. Influence of tillage on the mollisols physicochemical properties, seed emergence and yield of maize in northeast china[J]. Agriculture, 2021, 11(10): 5-10.
- [6] Fay I J B, Deshpande N V. Windrow shield control system for a header of an agricultural harvester: US9565800[P]. 2017-02-14.
- [7] Sheppard C W, Jonathan G J. Agricultural implement frame assembly: AU2019200913A1[P]. 2019.
- [8] Maschio E. Seed drill with multi-row sowing elements: EP2675261[P]. 2013-12-25.
- [9] Kinzenbaw J E, Blackwell R. Pivoting implement frame: US 1088044[P]. 2021-01-12.
- [10] 李海亮, 梁琦, 于珍珍, 等. 宽幅播种机折叠式机架的改进设计与优化[J]. 农机化研究, 2018, 40(6): 59-64. Li Hailiang, Liang Qi, Yu Zhenzhen, et al. Improvement and optimization of wide planter folding-frame[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2018, 40(6): 59-64. (in Chinese with English abstract)
- [11] 李杞超, 纪文义, 赵宇, 等. 2BZJ-12 型大豆窄行平作精密播种机设计与性能试验研究[J]. 东北农业大学学报, 2013, 44(5): 85-89. Li Qichao, Ji Wenyi, Zhao Yu, et al. Design and experimental of 2BZJ-12 type of using for narrow-row, flat planting and close seeder of soybean[J]. Journal of Northeast Agricultural University, 2013, 44(5): 85-89. (in Chinese with English abstract)
- [12] 刘宏新, 唐师法, 刘俊孝, 等. 地轮中置式高机动性宽幅农具机架平台研究[J]. 农业机械学报, 2017, 48(11): 110-119. Liu Hongxin, Tang Shifa, Liu Junxiao, et al. Middle-mounted wheel high-mobility universal frame platform for wide-breadth farm Implements[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(11): 110-119. (in Chinese with English abstract)
- [13] 刘宏新, 宋微微, 周向荣. 大型农机具地轮作业状态与运输状态转换结构: CN102577681B[P]. 2014-11-26.
- [14] 刘宏新, 贾儒, 李彦龙, 等. 区域逼近与动态图形法求解大行程液压支撑机构参数及优化[J]. 农业工程学报, 2017, 33(4): 1-9. Liu Hongxin, Jia Ru, Li Yanlong, et al. Parameters solving and optimization of long working stroke hydraulic support mechanism using regional approximation and dynamic graphical solution[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2017, 33(4): 1-9. (in Chinese with English abstract)
- [15] 赵淑红, 蒋恩臣, 闫以勋, 等. 小麦播种机开沟器双向平行四杆仿形机构的设计及运动仿真[J]. 农业工程学报, 2013, 29(14): 26-32. Zhao Shuhong, Jiang Enchen, Yan Yixun, et al. Design and motion simulation of opener with bidirectional parallelogram linkage profiling mechanism on wheat seeder[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2013, 29(14): 26-32. (in Chinese with English abstract)
- [16] 林静, 钱巍, 李宝筏, 等. 2BG-2 型玉米垄作免耕播种机播种深度数学模型的仿真与验证[J]. 农业工程学报, 2015, 31(9): 19-24. Lin Jing, Qian Wei, Li Baofa, et al. Simulation and validation of seeding depth mathematical model of 2BG-2 type corn ridge planting no-till planter[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2015, 31(9): 19-24. (in Chinese with English abstract)
- [17] Neto P, Justino A, Frare I, et al. Positioning of fertilizer in corn sowing[J]. Engenharia Agrícola, 2013, 33(6): 1172-1179.
- [18] Bryson J R, Clark J, Vanchan V. Handbook of Manufacturing Industries in the World Economy[M]. London: Edward Elgar Publishing, 2015.
- [19] 中国农业机械化科学研究院. 农业机械设计手册. 下册[M]. 北京: 中国农业科学技术出版社, 2007.
- [20] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局, 中国国家标准化管理委员会. 机动车运行安全技术条件: GB 7258—2017[S]. 北京: 中国标准出版社, 2017.
- [21] Dong L, Qiu M, Nguang S K, et al. Design and advanced control of intelligent large-scale hydraulic synchronization lifting systems[J]. Journal of Control Science and Engineering, 2019, 2019(1): 1-10.
- [22] 马建强, 于延宾, 刘辉. 基于 AMESim 的起落架收放电磁阀仿真分析与试验研究[J]. 机床与液压, 2017, 45(14): 106-109. Ma Jianqiang, Yu Yanbin, Liu Hui. Simulation analysis and test research of landing gear retracting solenoid valve based on AMESim[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2017, 45(14): 106-109. (in Chinese with English abstract)
- [23] 张宪宇, 陈小虎, 何庆飞, 等. 基于 AMESim 液压元件设计库的液压系统建模与仿真研究[J]. 机床与液压, 2012, 40(13): 172-174. Zhang Xianyu, Chen Xiaohu, He Qingfei, et al. Modeling and simulation research of hydraulic system based on hydraulic component design library of AMESim[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2012, 40(13): 172-174. (in Chinese with English abstract)
- [24] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局. 农用挂车试验方法: GB/T 4331—2003[S]. 北京: 中国标准出版社, 2004.
- [25] Zhu L P. FEA and improvement design of K36 heavy dump vehicle's frame[J]. Journal of Machine Design, 2011, 28(2): 74-76.
- [26] Miao B R, Luo Y X, Peng Q M, et al. Multidisciplinary design optimization of lightweight carbody for fatigue assessment[J]. Materials & design, 2020, 194: 108910.
- [27] 才胜, 罗颖辉, 李青林. 农业机械轻量化技术研究现状与发展趋势[J]. 机械工程学, 2021, 57(17): 35-52. Cai Sheng, Luo Yinghui, Li Qinglin. State of the art of lightweight technology in agricultural machinery and its development trend[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2021, 57(17): 35-52. (in Chinese with English abstract)
- [28] 王建松, 张鹏玉, 王传厚, 等. 基于高强钢的平板运输车载物平台轻量化优化设计[J]. 机械设计, 2021, 38(4): 58-63. Wang Jiansong, Zhang Pengyu, Wang Chuanhou, et al. Lightweight optimization design of the flat transport vehicle's loading platform based on the high-strength steel[J]. Journal of Machine Design, 2021, 38(4): 58-63. (in Chinese with English abstract)
- [29] 谢斌, 温昌凯, 杨子涵, 等. 基于实测载荷的蔬菜田间动力机械车架结构优化[J]. 农业机械学报, 2018, 49(S1):



- 463-469.  
Xie Bin, Wen Changkai, Yang Zihan, et al. Structure optimization of frame for field vegetable power machinery based on measured load data[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018,49(S1): 463-469. (in Chinese with English abstract)
- [30] Xiong F, Wang D, Ma Z, et al. Structure-material integrated multi-objective lightweight design of the front end structure of automobile body[J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2018, 57(2): 829-847.
- [31] 韩红阳, 陈树人, 邵景世, 等. 机动式喷杆喷雾机架的轻量化设计[J]. 农业工程学报, 2013, 29(3): 47-53.  
Han Hongyang, Chen Shuren, Shao Jingshi, et al. Lightweight design of chassis frame for motor boom sprayer[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2013, 29(3): 47-53. (in Chinese with English abstract)
- [32] 国家市场监督管理总局, 国家标准化管理委员会. 农业轮式拖拉机和田间作业机械驾驶员全身振动的测量: GB/T 10910—2020[S]. 北京: 中国标准出版社, 2022.

## Development of the transfer platform with ground wheel in front for the medium-sized no-tillage stalk mulching ridge corn planter

Liu Hongxin<sup>1,2</sup>, Yin Linwei<sup>1</sup>, Xie Yongtao<sup>1</sup>, Zhao Yijian<sup>1</sup>, Fang Lei<sup>1</sup>

(1. College of Engineering, Northeast Agricultural University, Harbin 150030, China; 2. College of Mechanical and Electrical Engineering, Suqian University, Suqian 223800, China)

**Abstract:** With the improvement of agricultural equipment level in China, agricultural machinery is developing towards large, wide and efficient trend. Large and medium-sized no-tillage sowing equipment can not only reduce production cost, but also meet the agronomic requirements of no-tillage operation in northern China, and can increase crop yield. However, its wide width and heavy weight lead to the problems of difficult transportation and operation transfer. This study is aimed at the practical application of the medium-sized no-tillage mulch and ridge planting corn seeder as the research object. The medium-sized seeder is connected with seven groups of seeding units with row spacing of 650 mm. On the basis of theoretical analysis, the use of digital prototype, virtual simulation technology to determine the right drill transport platform, through the wheel mechanism and traction mechanism to lateral suspension operation, longitudinal traction transportation, land wheel deformation parameters, arrangement of hydraulic, traction mechanism and transmission ratio adjustment, etc. The transmission system can transfer power to fertilizer shaft and seed shaft according to the specified transmission ratio. The hydraulic electric control system is composed of pressure relay and electromagnetic directional valve to reduce the number of oil inlet and outlet and simplify the operation steps. The simulation results show that the synchronization accuracy of the hydraulic cylinder of the ground wheel mechanism is less than 3.6%. The hydraulic electronic control system is easy to operate and can accurately reach the sequence action position, and the synchronization performance is good. The finite element analysis module of CATIA software was used to analyze the stress and strain of the frame and the ground wheel mechanism. The strength of the frame under the braking state during transportation met the requirements. The stress analysis of the ground wheel mechanism showed that it had good strength and stiffness, and there was a large space for optimization. The total mass of the high mobility frame platform is reduced from 244.0 kg to 178.8 kg, and the mass reduction ratio of the auxiliary ground-wheel mechanism is 26.72%, and the mass reduction ratio of the dual ground-wheel mechanism is 10.96%, which can meet the strength and stiffness requirements of the ground-wheel mechanism, and the optimization effect is significant, and can meet the requirements of transportation and operation. The hydraulic electronic control system test and road transportation vibration test show that the whole machine meets the requirements of various indicators, meet the requirements of mid-sized no-tillage mulch and furrow seeder operation transfer, hydraulic electronic control system can control the hydraulic cylinder to complete the sequence of action, the operation state conversion time of 5min, saving the operation transfer time. Through analyzing the vertical acceleration of the road transportation test vibration, the natural frequency of the vertical vibration at the center of mass of the frame increases with the increase of the vehicle speed, and the increase amplitude decreases gradually. When the driving speed is 10, 15 and 20 km/h, the natural frequency of vertical vibration acceleration at the center of mass is concentrated within 0-3 Hz, and the natural frequency of vertical vibration increases with the increase of driving speed, and the vibration intensity increases rapidly. When the driving speed is 25 km/h, the maximum vertical displacement of the vehicle's center of mass is the largest, which meets the requirement of radial pendulum momentum, and the transportation is safe and stable. In this study, the high maneuvering platform technology was applied reasonably to the compact medium no-tillage mulch and ridge corn seeder, which solved the difficult problem of operation transfer and provided reference for the design of transfer platform of wide range agricultural machinery equipment.

**Keywords:** agricultural machinery; hydraulic pressure; transport platform; no-till planter; operation transfer