

免耕播种机行星啮合式防滑地轮设计与试验^{*}

夏连明¹ 耿端阳¹ 王相友¹ 赵奎兵²

(1. 山东理工大学农业工程与食品科学学院, 淄博 255049; 2. 大连理工大学机械工程学院, 大连 116023)

【摘要】 免耕播种机地轮滑移造成排种器漏播, 影响播种质量。为此提出了一种行星啮合式防滑地轮机构。在对其进行结构与受力分析的基础上, 研究了影响地轮性能的因素。对不同型式的地轮在已耕和免耕土壤中进行对比试验表明, 行星啮合式防滑工作稳定且具有较小的滑移率。

关键词: 免耕播种机 地轮 设计 滑移率 对比试验

中图分类号: S223.2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2012)08-0056-05

Design and Experiment of Planetary Geared Anti-sliding Ground Wheel for No-tillage Planter

Xia Lianming¹ Geng Duanyang¹ Wang Xiangyou¹ Zhao Kuibing²

(1. School of Agricultural and Food Engineering, Shandong University of Technology, Zibo 255049, China

2. School of Mechanical Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116023, China)

Abstract

Sliding of ground wheel will cause seed missing and quality decreasing. In order to solve the problem, a planetary geared ground wheel for no-tillage planter was developed. On the basis of analysis of structure and force of the wheel, the factors affecting performance of ground wheel were found. The experiments were conducted with different kinds of ground wheels in tillage and no-tillage soil. It was found from the comparative experiments that the anti-sliding ground wheel had minor sliding rate and steady performance.

Key words No-tillage planter, Ground wheel, Design, Sliding rate, Comparative experiments

引言

由于工作环境的特殊要求, 农业机械行走装置主要运行在无道路和已耕或未耕的田间。因而, 农业机械的行走装置除了要转向灵活方便和良好的稳定性外, 还应在能发挥足够的土壤推力或工作力矩的前提下具有较小的行走阻力、滑移率和下陷量^[1]。地轮作为免耕播种机的从动轮, 其轮轴承受机体推力, 且借助轮缘和土壤的相互作用才能转动。同时, 地轮作为现有免耕播种机的主要部件之一, 带动传动系统并为排种、施肥系统提供动力, 其滑移率

对播种质量起重要作用^[2-3]。在保护性耕作地表覆有至少 30% 秸秆的情况下, 地轮的滑移不可避免^[4-6]。地轮打滑会造成漏种和漏肥, 导致出苗率低, 影响产量。因此, 本文设计滑移率较小、工作稳定的地轮机构并进行试验。

1 结构与工作原理

行星啮合式防滑地轮在结构上增设星轮、拉板、星轮轴和连接板, 其中星轮经连接板挂接在地轮轴上, 连接板的两端分别套装在地轮轴和星轮轴上, 如图 1a 所示。星轮轴与拉板的一端轴承相连, 拉板的

收稿日期: 2011-08-31 修回日期: 2011-10-17

^{*} “十二五”国家科技支撑计划资助项目(2011BAD20B09-1)

作者简介: 夏连明, 讲师, 主要从事农业装备工程及农业机械研究, E-mail: xiawj655@163.com

通讯作者: 王相友, 教授, 博士生导师, 主要从事农产品贮藏及加工研究, E-mail: wxy@sdlu.edu.cn

另一端设有与播种机机架挂接的挂接孔,地轮的轮辋上均布有近似长方形的啮合孔,如图 1b 所示。

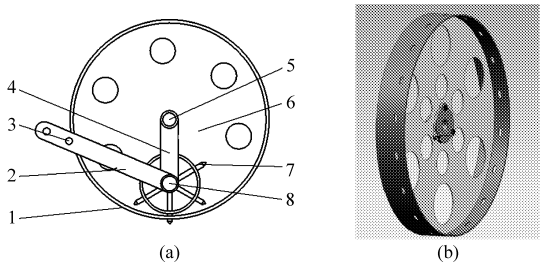


图 1 地轮结构

Fig. 1 Structure of ground wheel

(a) 地轮 (b) 轮辋

1. 轮辋 2. 拉板 3. 挂接孔 4. 连接板 5. 地轮轴 6. 地轮 7. 防滑齿 8. 星轮轴

星轮上均布防滑齿,防滑齿与地轮轮辋上孔的啮合过程中齿伸出轮辋插入地表增加抓地力。抓地力与同时插入到土壤中的齿数和齿伸出长度有关,图 2 是六角星轮和八角星轮与土壤的接触情况。

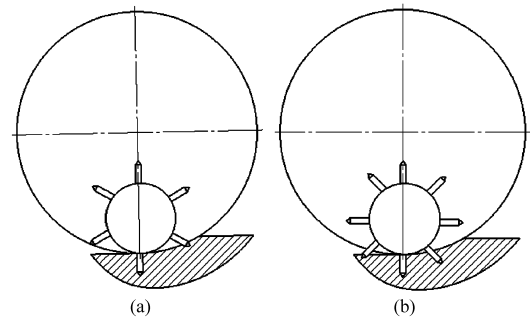


图 2 防滑齿和土壤接触情况

Fig. 2 Contacting conditions of gear teeth and soil

(a) 六角星轮 (b) 八角星轮

当下陷量不深时六角星轮确保有一个齿在最下端插入土壤中且和土壤同时接触的齿不多于 2 个(图 2a)。八角星轮可能有 2~3 个齿同时插入土壤中(图 2b)。在土壤变形较小的情况下,六角星轮土壤阻力要小一些,且六角星轮的结构简单,故本文选择六角星轮。

当播种机处于播种状态时(图 3a),连接板的两端分别套在地轮和六角星轮的轮轴上,六角星轮位于地轮轴的正下方,并用拉板上的挂接孔固定于机架上以确保六角星轮与地轮之间的相对位置,实现防滑齿转到最下方时伸出并插入地下,且伸出量最大。当地轮转动时,防滑齿依次插入啮合孔中,这样不仅防止了地轮的滑移,而且由于防滑齿与轮辋的动配合,可以清除和防止土壤粘结在轮辋表面,保证地轮转动速度的稳定性。当播种机处于非播种状态时(图 3b),通过调整拉板的挂接位置使六角星轮绕地轮轴转过 45°,六角星轮的防滑齿穿过啮合孔而

不插入地表。这样不但可以使防滑齿清除粘结于轮辋表面的土壤,而且避免了六角星轮对地面的破坏,降低了播种机的牵引阻力。

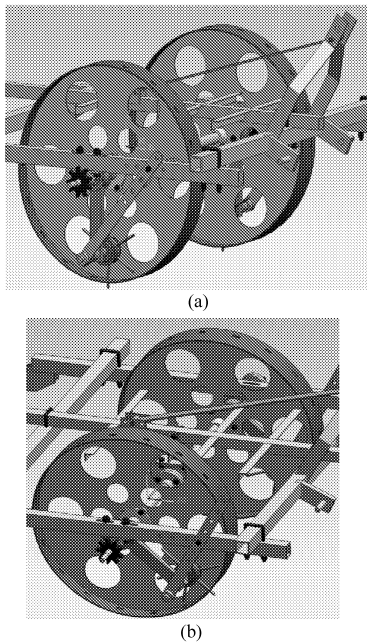


图 3 地轮工作和非工作状态

Fig. 3 Schematic diagram of ground wheel at working and off working condition

(a) 工作状态 (b) 非工作状态

2 地轮受力分析

2.1 刚性从动轮受力分析

在刚性轮作用下,疏松的旱田土壤产生压缩变形而水田成层土壤由于上层土壤湿软,往往产生塑性破坏。地轮在软土上稳定运动时的受力如图 4 所示,有

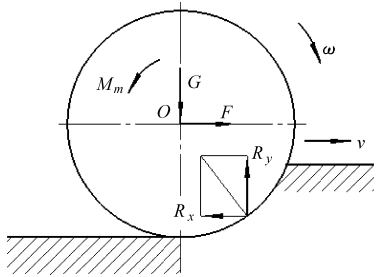


图 4 地轮在软土中受力情况

Fig. 4 Force on ground wheel in soft soil

$$F - R_x = 0 \tag{1}$$

$$G - R_y = 0 \tag{2}$$

$$R_x r_d - a R_y - M_m = 0 \tag{3}$$

式中 F ——牵引力 R_x ——行走阻力
 G ——轮轴载荷 R_y ——垂直反力
 a ——滚动摩擦系数,为垂直反力与支承直径(即通过轮心并垂直地面的轮径)的偏移量

r_d ——土壤反力的合力作用点至轮心垂直距离或动力半径

M_m ——轮轴与轴承的摩擦阻力矩

2.2 防滑齿、土壤及地轮间受力分析

地轮滚动时,在防滑齿入土和出土过程中会在地表留下一定深度的刺孔,刺孔与入土深度、滑移率和轮刺参数有关。如图 5 所示,防滑齿入土时与水平面的夹角为 ϕ ,由于防滑齿 z2 的驱动面上存在来自土壤的径向力 F_t 和法向力 F_n 的作用,对其在水平方向和竖直方向进行分解,得到水平分力为

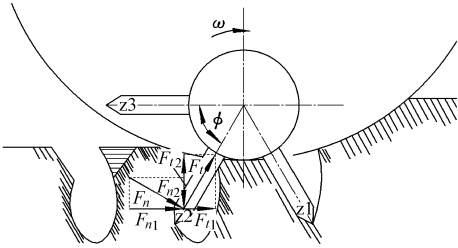


图 5 防滑齿和土壤之间的受力分析

Fig. 5 Force analysis between anti-sliding tooth and soil

$$F_{n1} = F_n \sin \phi \tag{4}$$

$$F_{t1} = F_t \cos \phi \tag{5}$$

由式(4)、(5)可以看出,土壤对防滑齿 z2 的水平作用力为

$$F_{1z2} = F_{n1} + F_{t1} \tag{6}$$

方向与土壤行走阻力的方向相反。

取防滑轮作为研究对象(图 6),在防滑齿受土壤与地轮轮辋的综合作用力下,防滑轮以角速度 ω 作匀速转动。从而由外力对防滑轮转动驱动力矩平衡可得

$$F_{nz2}l_1 + F_{nz1}l_2 = F'_2l_3 \tag{7}$$

式中 l_1 ——土壤对轮齿 2 垂直方向作用力力臂

l_2 ——土壤对轮齿 1 垂直方向作用力力臂

l_3 ——轮辋对防滑齿垂直方向作用力力臂

从而

$$F'_2 = F_{nz2} \frac{l_1}{l_3} + F_{nz1} \frac{l_2}{l_3} \tag{8}$$

如图 6 所示, $l_1 > l_3, l_2 > l_3$,故防滑轮齿对地轮轮辋的反作用力为

$$F_2 = F'_2 = F_{nz2} \frac{l_1}{l_3} + F_{nz1} \frac{l_2}{l_3} \tag{9}$$

该力垂直于防滑齿 z2,其水平方向分力 F_{2t} 方向与地轮行走阻力 R_x 的方向相反。此力作为驱动地轮转动的一个反向分力,可以抵消地轮的部分行走阻力,同时阻碍地轮滑移。可以看出,此力的大小与轮齿的数量、轮齿的长度以及土壤的状况有关。

2.3 地轮支承反力及下陷量

地轮在软土滚动的行走阻力 R_x 决定牵引力 F 的大小。行走阻力小,牵引就省力。地轮行走阻力

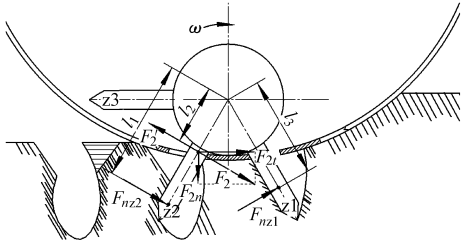


图 6 防滑齿与地轮间受力分析

Fig. 6 Force analysis between anti-sliding tooth and ground wheel

同轮轴与轴承的内摩擦及土壤变形有关。阻力一般又可分为土壤的压实阻力和推移阻力等,下陷不深时,前者是主要的,如图 7 所示。

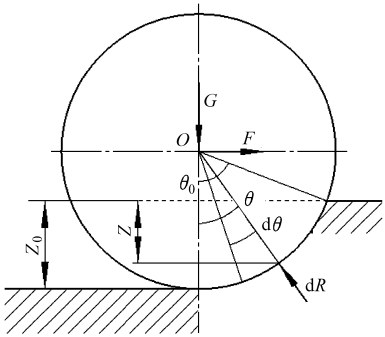


图 7 地轮的支承反力及外阻力计算简图

Fig. 7 Computation schematic of support reaction and running resistance on ground wheel

设摩擦力略去不计,由图 7 可得

$$G - \int \cos \theta dR = 0 \tag{10}$$

其中

$$dR = -b_0 p r d\theta \tag{11}$$

$$p = kZ^n \tag{12}$$

式中 R ——轮缘上的土壤总反力

p ——单位面积土壤反力

n, k ——土壤参数 b_0 ——轮宽

r ——地轮半径

Z ——轮缘上一点的下陷深度

由文献[7]求得

$$R_y = G \approx b_0 k D^{\frac{1}{2}} \left(\frac{3-n}{3} Z_0^{n+\frac{1}{2}} \right) \tag{13}$$

式中 D ——地轮直径

其中

$$Z_0 = \left[\frac{2G}{(3-n)kb_0 D^{\frac{1}{2}}} \right]^{\frac{2}{2n+1}} \tag{14}$$

式中 Z_0 ——轮辙深度

同理求得

$$R_x = \frac{1}{(3-n)^{\frac{2n+2}{2n+1}} (n+1) b_0^{\frac{1}{2n+1}} k^{\frac{1}{2n+1}} D^{\frac{1}{2}}} \left(\frac{3G}{D^{\frac{1}{2}}} \right)^{\frac{2n+2}{2n+1}} \tag{15}$$

式(11)~(13)为地轮无防滑齿时的受力,由于防滑齿相对地轮体积较小,将其与地轮看作整体进行分析,支承反力仍为 R_y 。

由 2.2 节分析可知,防滑齿施加于地轮上的作用力与地轮所受土壤行走阻力方向相反,使地轮行走阻力减小。

由此可见,在地轮直径、宽度不变时,防滑齿能够在一定程度上减小地轮行走阻力及滑移率。

3 地轮结构参数

3.1 地轮外形尺寸

地轮设计主要考虑:地轮直径、地轮宽度、地轮型式及轮辋孔布局。由于地轮在拖拉机牵引下带动排种器排种,地轮驱动力矩取决于地轮直径,增大直径可增加驱动力矩及减小滑移率。综合考虑地轮直径为 400 ~ 700 mm,宽度为 100 mm,参考地轮直径及地轮材料,轮辋厚度为 4 mm。为增大地轮刚度及防止过载变形,结构选择圆盘式(图 1b)。

3.2 轮辋啮合孔个数及尺寸

为装配方便及防止在运动过程中发生干涉,啮合孔皆位于地轮轮辋一侧。

以直径为 700 mm 的地轮为例,轮辋厚度为 4 mm,地轮与六角星轮的中心距为 250 mm,防滑齿伸出轮辋 25 mm。啮合孔与防滑齿的相对极限位置如图 8 所示。

当防滑齿与地轮即将进入啮合状态,可得啮合孔最大间距 $L_{\max} = 118.75\text{ mm}$ (图 8a)。当防滑齿处于对称状态时,可得啮合孔最大间距 $L_{\min} = 106.55\text{ mm}$ (图 8b)。

要使防滑齿与地轮在啮合过程中不发生干涉,则实际孔距 $L > L_{\max}$ (图 8c)。

由于地轮轮辋与土壤间存在滑移,则啮合孔数为

$$z_1 = \frac{C}{L} \leq \frac{\pi D}{L_{\max}} = \frac{3.14 \times (700 - 4)}{118.75} = 18.413$$

式中 C ——地轮周长

取整为 $z_1 = 18$ 。

孔距为

$$L = \frac{\pi D}{z_1} = \frac{3.14 \times (700 - 4)}{18} \approx 121.48$$

由于防滑齿直径为 10 mm,啮合孔宽度为 11 mm。啮合孔长度为

$$s = \frac{L - L_{\min}}{2} \times 2 + 2r_0 =$$

$$\frac{121.48 - 106.55}{2} \times 2 + 2 \times 5 = 24.93\text{ mm}$$

式中 r_0 ——防滑齿半径

为防止星轮防滑齿插入啮合孔时产生干涉, $s > 24.93\text{ mm}$ 。考虑加工误差及装配方便,本文取 $s = 26\text{ mm}$ 。

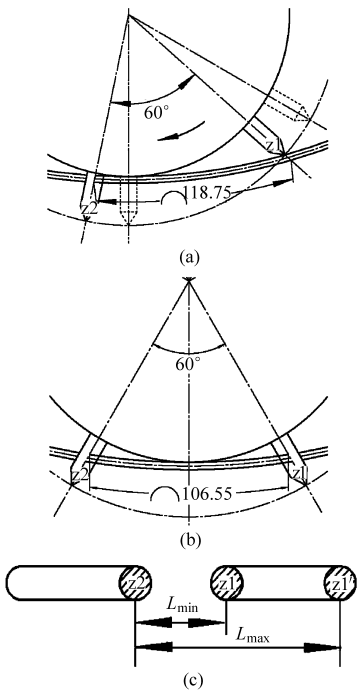


图 8 地轮不同啮合状态图

Fig. 8 Different gearing state of ground wheel

(a) 防滑齿即将与地轮啮合 (b) 防滑齿处于对称状态

(c) 与防滑齿接触轮辋截面剖视图

4 地轮滑移率试验

4.1 试验设备

潍拖 13.2 kW 拖拉机、自制地轮试验台架及配重块(每块 50 kg)。

4.2 试验仪器

试验仪器为 GB-DTS 型数字扭矩传感器, TYD-1 型土壤硬度计, TZS-1 型土壤水分仪, Atmega16 型单片机, E3F-DS60C4 型光电开关, E6B2-CWZ6C 型旋转编码器, LCD12864 型液晶显示模块。

4.3 试验场地及条件

试验在实验室土槽中进行,模拟已耕和免耕播种的地表状况及土壤条件。免耕土壤的秸秆覆盖量为 250 g/m^2 , 土壤平均含水率为 13.6%, 土壤硬度为 4.395 kg/cm^2 。已耕土壤的平均含水率为 10%, 土壤硬度为 3.139 kg/cm^2 。

4.4 试验方法

地轮滑移率公式

$$\eta = \frac{s_1 - s_2}{s_1} \times 100\% \tag{16}$$

式中 η ——滑移率

s_1 ——地轮的实际行驶距离

s_2 ——地轮的理论行驶距离

地轮实际行驶距离与理论行驶距离分别由光电开关和旋转编码器测得^[7-10]。

4.5 试验结果及分析

为了对不同地轮进行滑移率对比,选择轮辋无防滑齿(轮1)、轮辋表面均布防滑齿地轮(轮2)和行星啮合式防滑地轮(轮3)为对象,在模拟田间已耕和免耕的土壤中运用不同直径的3种地轮进行功耗和滑移率对比,地轮宽度均为100 mm,载荷为200 kg。

不同型式的地轮在已耕和免耕的不同耕作方式下的功耗和滑移率变化曲线如图9、10所示。由图9、10可以看出,在不同的土壤条件下,地轮的滑移率随着直径增大而减小,功耗随着地轮直径增大而增大。在3种不同型式的地轮中,轮1由于没有防滑齿导致抓地力小而造成较大的滑移。对于轮2

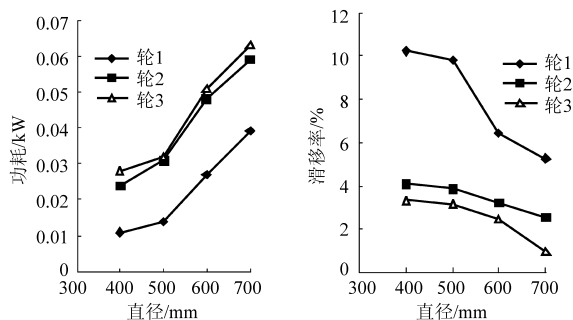


图9 不同地轮在已耕土壤中的功耗和滑移率对比

Fig. 9 Comparison of power and sliding for different ground wheels in tillage soil

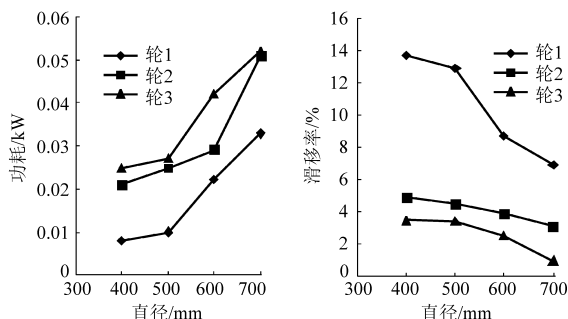


图10 不同地轮在免耕土壤中的功耗和滑移率对比

Fig. 10 Comparison of power and sliding for different ground wheels in no-tillage soil

和轮3,两者之间的功耗对比相差较小,但轮3的滑移率要明显小于轮2,尤其当地轮直径较大时,滑移率明显减小。在已耕和免耕的土壤中,对于轮3来说,地轮的滑移率变化不大。

5 结论

(1)提出了一种行星啮合式防滑地轮结构,防滑齿与地轮轮辋上孔采用动配合方式有效地防止秸秆缠绕在地轮上,减小了滑移率。

(2)采用不同结构的地轮在已耕和免耕土壤中进行功耗和滑移率对比试验,试验结果表明行星啮合式地轮滑移率较小。

参考文献

- 桑正中. 农业机械学[M]. 北京:中国农业机械出版社,1988.
- 高玉璐. 免耕播种机地轮滑移现象的研究[D]. 北京:中国农业大学,2001.
Gao Yulu. Study on ground wheel slide of no-tillage seeding-machine[D]. Beijing: China Agricultural University, 2001. (in Chinese)
- 徐迪娟,李问盈,王庆杰. 2BML-2(Z)型玉米垄作免耕播种机的研究[J]. 中国农业大学学报,2006,11(3):75~78.
Xu Dijuan, Li Wenying, Wang Qingjie. Development of 2BML-2(Z) type no-till seeder in ridge-field[J]. Journal of China Agricultural University, 2006, 11(3): 75~78. (in Chinese)
- Karayel D. Performance of a modified precision vacuum seeder for no-till sowing of maize and soybean[J]. Soil & Tillage Research, 2009,104(1):121~125.
- 王长生,王遵义,苏成贵,等. 保护性耕作技术的发展现状[J]. 农业机械学报,2004,35(1):167~169.
Wang Changsheng, Wang Zunyi, Su Chengui, et al. Development and application of protective farming technique[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2004,35(1):167~169. (in Chinese)
- 李安宁,范学民,吴传云,等. 保护性耕作现状及发展趋势[J]. 农业机械学报,2006,37(10):177~180.
Li Anning, Fan Xuemin, Wu Chuanyun, et al. Situation and development trends of conservation tillage in the world[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006,37(10):177~180. (in Chinese)
- 吴起亚. 拖拉机农业机械牵引力学[M]. 北京:中国农业机械出版社,1985.
- Xia Lianming, Wang Xiangyou, Geng Duanyang, et al. Sliding monitoring system for ground wheel based on Atmega16 for no-tillage planter[C]//Computer and Computing Technology in Agriculture VI IFIP Advances in Information and Communication Technology, 2011, 345:531~537.
- 陈照章,杨正林. 新型非接触式车速仪的研制[J]. 农业机械学报,2001,32(2):86~88.
Chen Zhaozhang, Yang Zhenglin. Develop of a new type non-contact speedometer[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2001,32(2):86~88. (in Chinese)
- 冯娟. 一种测量农机具行进速度的双轮装置设计及研究[D]. 保定:河北农业大学,2006.
Feng Juan. Design and study on the two-wheel equipment for traveling speed measurement of agricultural machinery[D]. Baoding: Agricultural University of Hebei, 2006. (in Chinese)