

# 四轮菱形布置农用高地隙作业机设计与试验

范国强<sup>1,2</sup> 张晓辉<sup>1,2</sup> 王金星<sup>1,2</sup> 冯海明<sup>1,2</sup> 杨庆璐<sup>1,2</sup> 孙丰涛<sup>3</sup>

(1. 山东农业大学机械与电子工程学院, 泰安 271018; 2. 山东省园艺机械与装备重点实验室, 泰安 271018;  
3. 泰安海松机械有限公司, 泰安 271000)

**摘要:** 针对玉米和甘蔗等高秆作物生长中后期田间管理缺乏有效作业机械的问题,设计了一种四轮菱形布置的农用高地隙作业机。该机采用门架式结构,具有离地间隙高、重心低、转向半径小和抗侧翻能力强的优点。左右两轮与中部机身的连接采用调整机构实现轮距大范围的精确调节,能适应不同的种植行距,减少作物根部的压实。左右两轮在高度方向也采用调整机构,在斜坡上作业时可调平车身。设计了相应的液压传动与机械传动系统,以满足驱动行走、机构调整与辅助装置工作的要求。试验结果显示,该机最大通过高度为2.8 m,最小转向半径为1.6 m,抗侧翻能力是提高车桥方案的2.4倍,轮距调节范围为0~1 000 mm,能在倾斜角小于等于25°的斜坡上调平车身。

**关键词:** 作业机; 高地隙底盘; 四轮菱形布置

中图分类号: S224; S219.032      文献标识码: A      文章编号: 1000-1298(2016)02-0084-06

## Design and Test of High Clearance Agricultural Machine with Four-wheel Diamond Arrangement

Fan Guoqiang<sup>1,2</sup> Zhang Xiaohui<sup>1,2</sup> Wang Jinxing<sup>1,2</sup> Feng Haiming<sup>1,2</sup> Yang Qinglu<sup>1,2</sup> Sun Fengtao<sup>3</sup>

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Shandong Agricultural University, Taian 271018, China

2. Shandong Provincial Key Laboratory of Horticultural Machineries and Equipments, Taian 271018, China

3. Taian Hysoon Machinery Company Limited, Taian 271000, China)

**Abstract:** In order to provide farm operation machine for corn and sugarcane at the late growing stage, a high clearance machine with four-wheel diamond arrangement was designed. Gantry structure was adopted with high ground clearance, low gravity center, short turning radius and good stability. To ensure the steering angle of the front wheel which was the same as that of the rear wheel, and the rotation direction was opposite, a set of drag link was designed, so that the turning radius was reduced. An adjusting mechanism consisting of extension tubes and hydraulic cylinder was adopted between side wheel and the central body, the wheel-base could be accurately regulated in a wide range, thus different planting spaces could be adapted, and the compaction on crop roots could also be reduced. The same adjustment mechanism was also used in the height direction of left and right wheels, and the machine could be leveled on the slope, and rollover could be avoided when the machine worked on a large slope. The corresponding hydraulic system and mechanical system were designed for walking drive, adjusting mechanism and auxiliary devices. The test results indicated that the maximum crossing altitude was 2.8 m, the anti-tipping capacity was increased by 2.4 times than that of traditional scheme, the track adjustment range was 0~1 000 mm, and the machine could be leveled on the slope with inclination angle less than or equal to 25°.

**Key words:** machine; high clearance chassis; four-wheel diamond arrangement

收稿日期: 2015-10-13    修回日期: 2015-12-15

**基金项目:** 山东省现代农业产业技术体系创新团队项目(SDAIT-07)、山东省科技发展计划项目(2013GNC11205)和山东农业大学博士后项目(127760)

**作者简介:** 范国强(1975—),男,讲师,博士,主要从事液压传动与农业装备研究,E-mail: fgq1217@163.com

**通信作者:** 张晓辉(1961—),男,教授,主要从事农业机械设计及理论研究,E-mail: Zhangxh@sdau.edu.cn

引言

目前高地隙作业机提高离地间隙的原理分为两种：①四轮布置为矩形，采用提高车桥的方法加大离地间隙。②采用三轮式机型，机身采用门架式结构。

国外机型均采用提高车桥的方法<sup>[1-2]</sup>，底盘的行走驱动、地隙调整和轮距调整等全部由液压系统控制，具有代表性的机型是约翰迪尔和凯斯纽荷兰公司的产品<sup>[3-4]</sup>。但国外机型价格昂贵，转向半径大，难以适应国内中小地块作业。

国内研究机构与厂家采用提高车桥方法推出的四轮高地隙作业机大都采用机械传动，普遍存在轮距调整困难，抗倾覆性能较差，难以适应斜坡作业<sup>[5-16]</sup>等不足。国内相关厂家推出的三轮式专用机型虽能方便地调整轮距，较机动灵活，但存在抗倾覆性能较差的重大缺点，容易发生侧翻<sup>[17]</sup>。我国多丘陵和山区，地面崎岖不平，坡度较大，现有机型难以适用于丘陵山区复杂多变的地形<sup>[18]</sup>。

针对我国国情，需要研制一种轮距调整范围较大、转向半径小、抗倾翻和能够适应丘陵斜坡地形的高地隙作业机，本文进行一种四轮菱形布置的农用高地隙作业机设计与试验。

1 设计目标

高秆作物生长中后期的中耕培土、植保等作业迫切需要一种能实现综合作业的高通过性和高机动性的高地隙作业机。经过实地调查研究，确定高地隙作业机的设计目标如下：

- (1) 具有高通过性能。可以从株高小于 2 600 mm、行间隙大于 500 mm 左右的作物行中间顺利通过。
- (2) 作业速度调速范围大：0 ~ 18 km/h。
- (3) 轮距：2 200 ~ 3 000 mm。
- (4) 轴距：2 300 mm。
- (5) 转向半径小于 2 000 mm。
- (6) 轮距调整幅度大于等于 800 mm。
- (7) 斜坡工作时能将车身调整水平，防止侧翻，最大作业斜坡角大于 20°。
- (8) 动力输出功率大于 6 kW。

2 整机结构及工作原理

2.1 整机结构设计

采用四轮菱形布置方案，前后轮为驱动转向轮，两侧轮为支撑轮，结构如图 1 所示，该结构已取得专利<sup>[19]</sup>。

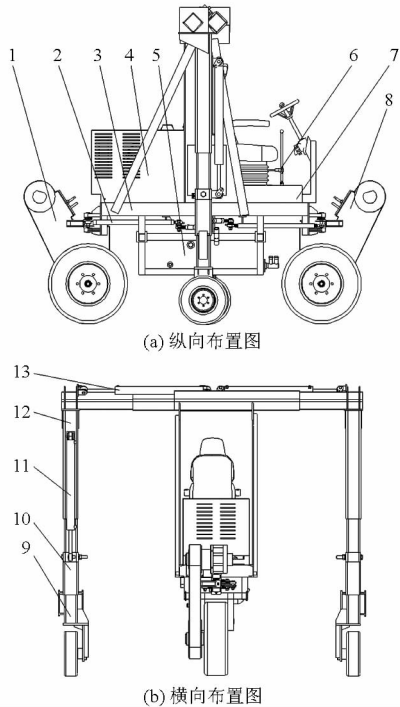


图 1 高地隙作业机结构示意图

Fig. 1 Overall structure of high clearance machine

- 1. 后驱动转向轮 2. 转向拉杆 3. 车架 4. 发动机 5. 液压系统阀 6. 操作系统 7. 燃油箱 8. 前驱动转向轮 9. 支撑轮 10. 轮高调节套筒 11. 轮高调整油缸 12. 轮距调整支撑 13. 轮距调整油缸

采用该布置方案，使得主要传动机构主要集中在中部，整车简单、紧凑，转弯半径较小。由于侧支撑轮不传递动力，与中部机身连接可设计为门架式结构，使得通过高度较大，在本设计为 2 800 mm。将侧支撑轮与中部机身横向连接部位设计为可调，使得左右轮距可调以适应不同的种植行距，且调整范围较大。同时采用这种布置与动力传动方案，易将支撑轮在高度方向设计为可调，以适应不同的作业坡度。

车辆质心高度、轮距、悬架和轮胎特性是影响载重汽车侧倾稳定性的重要因素，如果忽略车辆悬架和轮胎变形，不计非簧载质量及其侧倾的影响，车辆侧翻阈值可以表达为<sup>[20]</sup>

$$\frac{a_y}{g} = \frac{B}{2h_s} \tag{1}$$

式中  $a_y$ ——车辆侧翻阈值， $g$

$B$ ——轮距，m

$h_s$ ——簧载质量质心距地面高度，m

以本设计为例，取轮距为 2 200 mm 进行计算，质心高度为 1 320 mm。而采用提高车桥的方案，质心高度为 3 100 mm。经过计算，本方案侧翻阈值为提高车桥方案的 2.4 倍。当轮距加宽后，本设计的抗侧翻稳定性可进一步提高。

2.2 工作原理

2.2.1 驱动原理

为实现较大范围的无级变速,提高操作性能和驱动力,驱动系统采用液压-机械混合式传动方案,如图2所示。液压传动系统采用闭式回路,主要构件为变量柱塞泵与定量马达,通过拉杆调节排量控制阀的排量,实现马达转速的无级调速,进而实现整机的无级调速。为了提高通过性能,必须减小变速箱的体积,为此末级传动系统采用链传动驱动行走轮。

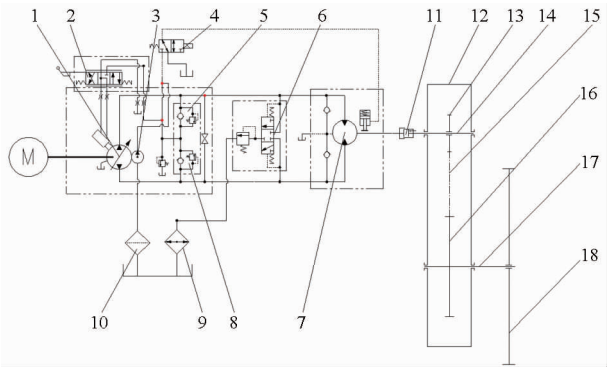


图2 高地隙作业机液压-机械式行走系统原理图

Fig.2 Drive system composed of hydrostatic driven system and mechanical drive system

1. 变量柱塞泵 2. 排量控制阀 3. 补油泵 4. 三位四通电磁阀  
5. 补油阀 6. 更油梭阀 7. 定量马达 8. 溢流阀 9. 滤油器  
10. 冷却器 11. 离合器 12. 变速箱体 13. 小链轮 14. 小链轮轴  
15. 滚子双排链 16. 大链轮 17. 大链轮轴 18. 轮辋

2.2.2 转向原理

采用四轮菱形布置关键是前后轮需要同时转向,当侧轮所在的轴位于前后轮连线的中垂线上时,需保证两轮的转向角度相同,且方向相反,如图3所示。

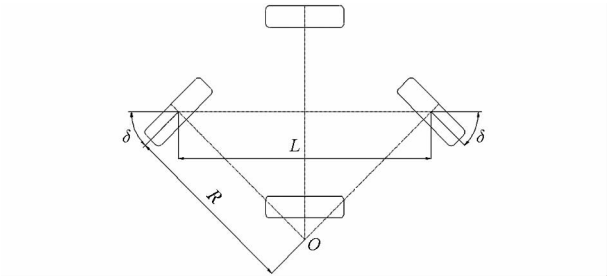


图3 四轮菱形布置转向示意图

Fig.3 Steering principle view of four-wheel diamond arrangement

车辆的转向半径为外转向轮与地面接触点到转向中心的距离,该作业机转向半径  $R$  为

$$R = L / (2 \sin \delta) \tag{2}$$

式中  $L$ ——前后轮轴距  
 $\delta$ ——车轮转角

而传统四轮矩形布置车辆的转向半径  $R$  为

$$R = L / \sin \delta \tag{3}$$

由式(2)与式(3)可知,在相同的轴距与车轮转角的情况下,四轮菱形布置的高地隙车辆转向半径仅为四轮矩形布置车辆的50%,适合我国的中小地块。

2.2.3 轮距调整原理

由于侧支撑轮只起辅助支撑作用,将侧支撑轮与中部机身横向连接部位设计为伸缩式套节,使得轮距可调,如图4所示。采用该结构,使得轮距调整范围较大,以适应不同的种植行距和作业地块。轮距的调整使得四轮容易布置在种植行中间,进而减少对作物根部的压实。

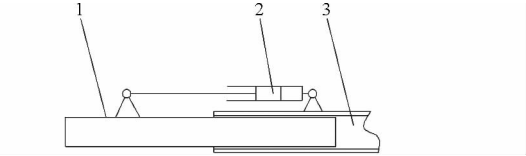


图4 轮距调整示意图

Fig.4 Schematic diagram of wheel-base adjustment

1. 伸缩方管 2. 轮距调整油缸 3. 车架固定方管

2.2.4 车体调平原理

同轮距调整方法相同,将左右支撑轮在高度方向设计为伸缩式套节,配合轮胎高度调节油缸,调整左右支撑轮的高度,以实现在不同作业坡度上将机身调平。图5为作业机在斜坡上车身调平示意图。

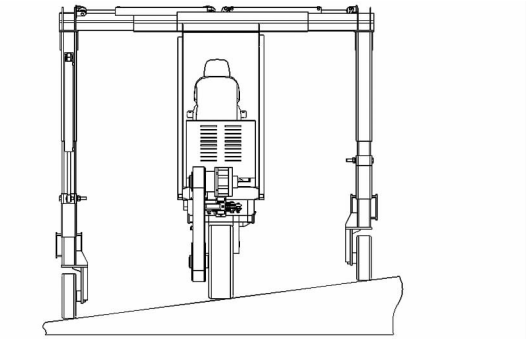


图5 斜坡作业车体调平示意图

Fig.5 Body leveling on slope

2.2.5 辅助装置工作原理

由于作业环境多为松软地面,转向力较大,转向系统采用液压助力转向。为了方便更换不同的工作装置,采用液压马达带动不同的工作装置。辅助液压系统工作原理如图6所示,主要组成元件为:定量泵、优先阀、转向器、转向油缸、多路阀、油缸。

当作业机转向时,优先阀换向,液压油优先进入转向油缸,多余的液压油进入多路阀,保证转向匀速。当不转向时,液压油经优先阀直接进入多路阀,进入工作装置液压回路。

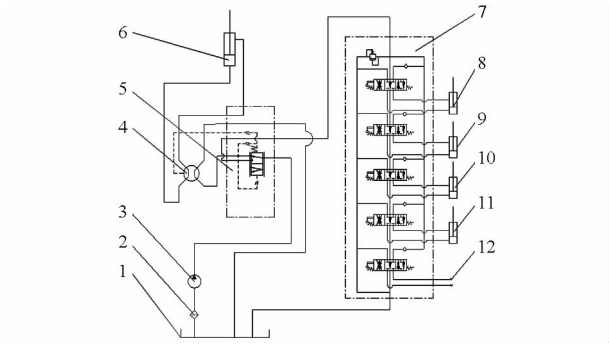


图 6 辅助液压系统原理图

Fig. 6 Auxiliary hydraulic system diagram

1. 油箱 2. 滤油器 3. 齿轮泵 4. 转向器 5. 优先阀 6. 转向油缸 7. 多路阀 8. 轮距调整油缸 I 9. 轮距调整油缸 II 10. 轮胎高度调整油缸 I 11. 轮胎高度调整油缸 II 12. 工作装置液压接口

3 主要零部件设计

3.1 驱动系统设计

3.1.1 驱动功率计算

高地隙作业机基本参数：整机质量为 2 200 kg，额定载荷为 800 kg，大田作业最高速度为 18 km/h。针对我国农田田埂和斜坡较多，将爬坡度设计为 20°，爬坡最大速度为 9 km/h。

平地作业时所需驱动力为

$$F_q = fmg \tag{4}$$

式中  $f$ ——滚动摩擦因数，取 0.15

$m$ ——额定载荷整机质量

带载爬坡时所需驱动力为

$$F_q = m(f\cos\alpha + \sin\alpha)g \tag{5}$$

式中  $\alpha$ ——坡度

计算得平地作业驱动力为 4 410 N，带载爬坡所需驱动力为 14 200 N。

驱动功率为

$$P_q = F_q v \tag{6}$$

式中  $v$ ——作业速度

计算得平地作业时最大驱动功率为 22.05 kW，带载爬坡所需驱动功率为 35.5 kW。

3.1.2 液压行走系统设计

作业时需要系统的额定流量为

$$Q = 60W / (\Delta p \eta_1 \eta_2 \eta_3) \tag{7}$$

式中  $W$ ——功率，kW

$\Delta p$ ——进出油口压力差，MPa

$\eta_1$ ——马达容积效率，取 0.95

$\eta_2$ ——马达传动机械效率，取 0.95

$\eta_3$ ——链传动机械效率，取 0.95

平地作业时，选择连续工作压力为 19 MPa，回路压力为 1 MPa。爬坡作业时，选择系统最高工作

压力为 40 MPa。分别计算 2 种作业情况下系统的额定流量为 86 L/min 和 64 L/min。

选取额定转速为 2 400 r/min 的柴油发动机作为动力源，取系统最大流量为 86 L/min，算得单泵排量  $Q_1$  为 86 L/min。考虑转向等动力储备，在本例中采用单泵排量 0~44 cm<sup>3</sup>/r 的双联变量柱塞泵，选取液压马达排量  $Q_2$  为 425 cm<sup>3</sup>/r，根据液压传动比计算公式

$$i_1 = Q_2 / (2.4 \times 10^6 Q_1 \eta_1) \tag{8}$$

计算得液压系统最小传动比  $i_1$  为 10.2。

3.1.3 链传动设计

选取直径为 770 mm 的轮胎，计算得驱动轮的最高转速为 124 r/min，则整机最小传动比  $i$  为 19.4，得到链传动比  $i_2$  为 1.9。

为了减小机构尺寸，取小链轮齿数为 13 齿，大链轮齿数为 29 齿，得出实际传动比  $i_2$  为 1.93。则链轮爬坡时每条链条计算功率为

$$P_{ca} = K_A K_Z P \tag{9}$$

取冲击系数  $K_A = 1.4$ ，链轮齿数系数  $K_Z = 1.7$ ，分别得出平地行驶和爬坡时的单条链承担的计算功率为 26.25 kW 和 42.25 kW。已知主动链轮的转速为 235.3 r/min，查表得出链条的型号为 32A。为了减小链轮尺寸，采用 20A 双排链。

3.2 载荷分布与机架主要部件设计

由于该机两侧轮起辅助支撑作用，四轮承载力设置如下：两侧轮分别承担整台机器质量的 15%，前后两轮分别承担 35%。额定载荷下整机质量为 3 000 kg，计算选取车架槽钢为 14b。

3.3 转向机构设计

为了保证前后两轮的转向角度相同，且方向相反，设计了如图 7 所示的转向机构。前后轮连接的转向拉杆对称布置，使得液压缸动作时，前后两轮的转向角度相同且转向相反。

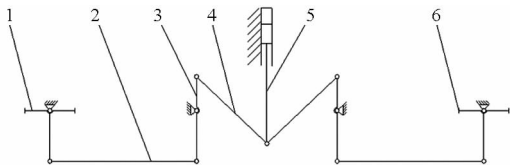


图 7 转向机构示意图

Fig. 7 Steering mechanism diagram

1. 后驱动转向轮 2. 拉杆 I 3. 拉杆 II 4. 拉杆 III 5. 转向油缸 6. 前驱动转向轮

单个轮胎的转向力矩为

$$M = G\eta \sqrt{e^2 + (b/3)^2} \tag{10}$$

式中  $G$ ——前轮载荷，kg

$\eta$ ——综合摩擦因数，0.85

$e$ ——转向销与轮胎转向中心的距离

$b$ ——轮胎宽度

选取极限位置计算转向推力,得出转向液压缸缸径、活塞杆尺寸分别为 50 mm、25 mm。

3.4 辅助液压系统设计

选取调整油缸直径 63 mm,工作压力 17 MPa,最大推力为 5.3 t,满足调节使用。以最大轮距宽度 3.2 m,在 25°的斜坡作业,车身调平时间为 3 s 进行计算,得出调节系统液压流量为 48 L/min,齿轮泵的排量为 20 cm<sup>3</sup>/r。

作业时选择系统工作压力为 17 MPa,回路压力为 1 MPa,取马达容积效率  $\eta_1$  为 0.95,则辅助系统的额定功率为

$$P = \Delta p Q \eta_2 / 60 \tag{11}$$

计算得出作业装置的额定功率为 12.2 kW,满足设计要求。综合驱动功率与辅助装置的功率,最终选取额定功率为 45 kW,额定转速为 2 400 r/min 的柴油发动机为整机提供动力。

4 试验

4.1 试验条件

为了验证作业机的性能和可靠性,于 2015 年 9—10 月对额定载荷下的作业机进行了各种工作条件下的田间试验(图 8)。



图 8 样机田间性能试验

Fig.8 Field performance test of prototype

试验条件:天气晴朗,温度 26 ~ 30℃,空气湿度 28% ~ 32%,微风。田间试验场地:山东农业大学南校区试验田。

试验检测仪表:①机械秒表(0 ~ 15 min,精度 ± 0.1 s)。②钢卷尺(0 ~ 50 m,精度 ± 1 mm)。③JZC -

B2 型坡度测量仪( - 130° ~ 130°,精度 ± 1°)。

④YN - 100 型耐震压力表(0 ~ 60 MPa)。

4.2 试验结果与分析

各种工况下实测结果如表 1 所示。由表 1 试验结果可以看出,整机各项性能指标达到设计目标要求,综合性能良好。

表 1 性能试验结果

Tab.1 Test results of performance

| 参数                         | 技术要求    | 检测结果      |
|----------------------------|---------|-----------|
| 行驶速度/(km·h <sup>-1</sup> ) | 0 ~ 18  | 0 ~ 18    |
| 最小转弯半径/m                   | 2       | 1.6       |
| 通过高度/mm                    | ≥ 2 600 | 2 800     |
| 作业行间距/mm                   | ≥ 500   | ≥ 500     |
| 轮距调整幅度/mm                  | ≥ 800   | 0 ~ 1 000 |
| 最大爬坡度/(°)                  | ≥ 20    | 23        |
| 最大作业坡度/(°)                 | ≥ 20    | 25        |
| 液压系统压力/MPa                 | 19      | 19.5      |
| 辅助装置功率/kW                  | ≥ 6     | 12        |

5 结论

(1)设计了一种四轮菱形布置的农用高地隙作业机。采用该布置结构,具有转向半径小和机动灵活的优点,同时可以实现离地间隙高,满足通过高度大于 2.6 m 的高通过性要求。该机还具有重心低、能有效防止侧翻的优点,经计算此种布置方案的抗侧翻能力比普通提高车桥的布置方案提高 2.4 倍。

(2)该机通过调整左右轮宽度调节油缸,可以轻松地实现变轮距,轮距调节幅度为 0 ~ 1 000 mm,能够适应不同的种植行距和地块,减少对作物根部的压实。该机还可通过调整左右支撑油缸的高度,能够实现机身的调平,可以实现在倾斜角度小于 25°斜坡上的作业,适应我国丘陵山地较多的地形特点。

(3)为了实现较大范围的无级变速,提高操作性能和驱动力,本机驱动系统采用闭式液压传动与链传动的混合式传动方案。针对该机型,设计了相应的转向机构与辅助工作液压系统,以满足转向、机构调整与辅助装置工作的要求。

参 考 文 献

1 Kee A, Hall N, Soni P, et al. A review of the tractive performance of wheeled tractors and soil management in lowland intensive rice production[J]. Journal Terramechanics, 2013,50(1):45 - 62.

2 何颖刚,孔繁宇. PDF650D 型玉米去雄机[J]. 新疆农机化,2012(5):36 - 37.

3 吴清分. John Deere 公司 5430i 系列自走式植保机[J]. 农业工程,2012,2(9):82 - 84.

4 王庭茂. 紧凑、高效的凯斯“爱国者”3230 型自走式喷药机[J]. 农业机械,2010(1):71.

5 杨东山,王艳萍,寇海峰. 东方红 X700H ~ X900H 高地隙拖拉机开发[J]. 拖拉机与农用运输车,2009,36(5):103 - 104.

Yang Dongshan, Wang Yanping, Kou Haifeng. Research of DFH X700H ~ X900H high-clearance tractors[J]. Tractor & Farm Transporter, 2009,36(5):103 - 104. (in Chinese)

6 孙天龙,王新一,焦清锋. 东方红-3WPZ2500 型高地隙自走式植保机[J]. 农业机械,2012(29):67.

7 薛飞,卢景忠,赵佳,等.3WFZ-12 型自走式高秆作物施肥喷药机的研究[J]. 农机化研究,2012,34(11):73-75.  
Xue Fei, Lu Jingzhong, Zhao Jia, et al. Research on 3WFZ-12 type self-propelled high crop plants stem of fertilizer machine [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2012, 34(11): 73-75. (in Chinese)

8 张传斌,余泳昌,吴亚萍. 高通过性四轮自走式烟草田间作业机的设计[J]. 农业工程学报,2011,27(11):37-41.  
Zhang Chuanbin, Yu Yongchang, Wu Yaping. Design of high trafficability four wheel self-propelled field machine for tobacco[J]. Transactions of the CSAE, 2011,27(11): 37-41. (in Chinese)

9 倪静,毛罕平,韩绿化,等. 高地隙四轮驱动喷雾机防滑系统控制仿真与试验[J]. 农业机械学报,2010,41(12):13-16.  
Ni Jing, Mao Hanping, Han Lühua, et al. Simulation and test on anti-skid system control four-wheel drive of high clearance spray machine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(12): 13-16. (in Chinese)

10 陈书法,张石平,孙星钊,等. 水田高地隙自走式变量撒肥机设计与试验[J]. 农业工程学报,2012,28(11):16-21.  
Chen Shufa, Zhang Shiping, Sun Xingzhao, et al. Design and experiment of self-propelled high-ground-clearance spreader for paddy variable-rate fertilization[J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(11):16-21. (in Chinese)

11 杨学军,刘树民,严荷荣,等. 一种高地隙自走式喷杆喷雾机: 中国,200820123536.2[P]. 2009-08-19.

12 临沂三禾永佳动力有限公司. 自走式高地隙水旱两用喷雾机: 中国,201310541460.0[P]. 2014-02-05.

13 周海燕,刘树民,杨学军,等. 大田蔬菜高地隙自走式喷杆喷雾机的研制[J]. 农机化研究,2011,33(6):70-72.  
Zhou Haiyan, Liu Shumin, Yang Xuejun, et al. Development on field vegetables high clearance self-propelled boom sprayer[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2011, 33(6): 70-72. (in Chinese)

14 范瑶,刘俊峰,李建平. 高地隙果园动力底盘的设计[J]. 农机化研究,2013,35(4):92-95.  
Fan Yao, Liu Junfeng, Li Jianping. Design of high clearance orchard dynamic chassis[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2013, 35(4): 92-95. (in Chinese)

15 冯静安,王卫兵,陈永成,等. 自走式玉米高地隙喷雾机底盘系统设计研究[J]. 农机化研究,2014,36(7):117-120.  
Feng Jing'an, Wang Weibing, Chen Yongcheng, et al. Design and study on highland gap chassis system of self-propelled corn sprayer[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2014, 36(7): 117-120. (in Chinese)

16 杨方飞,韩小进,段垚奇,等. 高地隙喷杆喷雾机底盘可靠性试验[J]. 农业机械学报,2014,45(10):73-77.  
Yang Fangfei, Han Xiaojin, Duan Yaoqi, et al. Reliability experiment on high clearance boom sprayer chassis [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(10): 73-77. (in Chinese)

17 山东华盛农业药械有限责任公司. 一种自走式高地隙喷雾机: 中国,201320066073[P]. 2013-07-17.

18 耿端阳,张铁中. 我国农业机械发展趋势分析[J]. 农业机械学报,2004,35(4):208-210.

19 泰安海松机械有限公司,山东农业大学. 一种农用高地隙作业机: 中国,201420514261.0[P]. 2014-11-28.

20 吴新烨,葛晓宏,罗树友,等. 汽车侧翻稳定性研究[J]. 厦门大学学报:自然科学版,2010,49(6):815-818.  
Wu Xinye, Ge Xiaohong, Luo Shuyou, et al. Study on stability of rollover of vehicle[J]. Journal of Xiamen University: Natural Science, 2010, 49(6):815-818. (in Chinese)