

高地隙通用作业底盘的设计与试验

Design and experimental research of high clearance universal operation chassis

李 泽^{1,2} 石毅新^{1,2} 蒋 蕪^{1,2} 胡文武^{1,2} 林 伟^{1,2}

LI Ze^{1,2} SHI Yi-xin^{1,2} JIANG Pin^{1,2} HU Wen-wu^{1,2} LIN Wei^{1,2}

(1. 湖南农业大学工学院, 湖南 长沙 410128; 2. 南方粮油作物协同创新中心, 湖南 长沙 410128)

(1. College of Engineering, Hunan Agricultural University, Changsha, Hunan 410128, China; 2. Southern Regional Collaborative Innovation Center for Grain and Oil Crops in China, Changsha, Hunan 410128, China)

摘要:设计一种高地隙全液压四轮驱动通用作业底盘。通过前期调研数据确立设计初始目标值,对底盘的结构原理、液压系统进行总体设计;结合通过性参数目标值,计算确定行走泵与行走马达型号,完成转向支腿与车架结构设计并进行有限元分析;在该基础上开展底盘通过性能研究,确定轴距与结构参数的关系;最后试制样机并进行通过性试验。试验结果表明:作业底盘在爬坡时液压系统的压力与流量特性曲线均在理论设计范围内。在满载的情况下,通用底盘能通过的最高陡坡为 41° ,最大台阶高度为 490 mm,可实现原地转向,水泥路面行驶速度范围为 $0\sim 13$ km/h,水田作业速度范围为 $0\sim 11$ km/h。试验结果满足通用作业底盘通过性设计目标要求,具备较好的通过性能,适用于水田和果园不同作用环境。

关键词:高地隙;底盘;液压;通过性;收获

Abstract: A high ground clearance hydraulic four-wheel drive universal operation chassis was designed. Through the preliminary survey data, the initial target value of the design was established, the structure of the chassis and hydraulic system were designed. Combined with the target value of performance parameter, the type of walking pump and walking motor was determined, and the finite element analysis of steering leg and frame structure design were completed. Based on that, the chassis was passed through the performance analysis to determine the relationship between the wheelbase, and the structural parameters. Finally, the prototype was tested and the pass test was carried out. The tests resulted show that the pressure and flow characteristics of the hydraulic system during the

climbing of the operating chassis were within the theoretical design range. Under the condition of full load, the highest steep slope that the universal chassis can pass is 41 degrees, the maximum step height is 490 mm, which can realize the in-situ steering the cement surface speed range is $0\sim 13$ km/h, and the speed range in paddy soil is $0\sim 11$ km/h. The test results meet the requirements of the universal operation chassis through the design goals, have a good pass performance, suitable for paddy and orchards field.

Keywords: high clearance; chassis; hydraulic; trafficability; harvesting

南方作物种植多样性,其标准化种植的葡萄、茶叶、金银花等经济作物的采摘以及烟草、玉米等高秆作物的田间管理可采用高地隙机械跨行作业,这就要求高地隙机械不但能根据作物行距与植株高度适当调整轮距与离地间隙,而且其稳定性能满足在不同高度时作业的需求。

南方水田的地势高低落差、土壤黏度和含水率、泥脚深度等特性变化较大,田间作业机械非常容易陷车,严重影响了农业机械在南方水田的通过性。且南方水田多以小块分布,田块之间用田埂隔开,当通用底盘大区域作业时,需要进行田块间转移,田埂的高度,泥脚的深度对高地隙通用底盘的附着力和稳定性提出了较高要求。

基于上述问题,设计了一种高地隙自走式全液压四轮独立驱动转向通用作业底盘,并着重探讨其水田通过性。在田间作业时,驱动力、附着力和越障能力是研究通用底盘通过性的关键因素^[1]。本研究拟结合高地隙通用底盘的总体参数、液压系统参数、工作环境和受力特点进行综合分析,通过建立其通过性数学模型并用实验验证的方法,来探讨该通用底盘在水田中的通过性能。

1 总体设计

1.1 总体参数

南方丘陵地带的水田作业环境,农作物特征等因素对农

基金项目:国家重点研发计划(编号:2017YFD0700903-2);湖南省重点研发计划(编号:2016NK2116)

作者简介:李泽,男,湖南农业大学在读硕士研究生。

通信作者:石毅新(1986—),男,湖南农业大学讲师,在读博士。

E-mail:149703329@qq.com

蒋蕪(1970—),男,湖南农业大学教授,博士。

E-mail:teacher_jp@163.com

收稿日期:2017-12-08

业机械的研发提出了更多考验,因此传统农业作业机具不能满足农民的需求,转变成对多功能性,高通过性,高效率作业

机械的需求^[2]。根据南方农业机械的发展趋势,本设计提出高地隙通用底盘的通过性要求及参数见表1。

表1 高地隙通用底盘设计参数

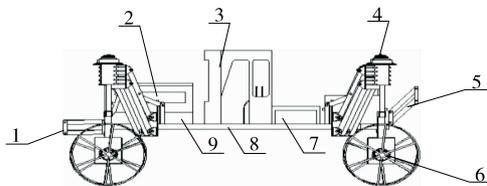
Table 1 Design parameters of high ground gap universal chassis

满载质量/ kg	液压系统 压力/MPa	跨越垂直障碍 高度/mm	附着系数	单个车轮驱动 扭矩/(N·m)	最大爬坡 度数/(°)	稳定行驶速度/ (km·h ⁻¹)	最小转弯 半径/m	车轮规格/ mm	发动机转速/ (r·min ⁻¹)
≤2 000	≤35	≥400	0.6	≥2 000	40	0~13	4.0	1 100×120	2 400

1.2 整机结构与工作原理

高地隙自走式全液压四轮驱动通用底盘由柴油机及其附件、液压系统、操作台、转向系统、前后挂接架、车架底盘等组成,见图1。

根据结构设计,通用底盘上发动机与行走变量泵采用直连形式。发动机将扭矩与转速传递到液压泵,实现行走系统、转向与举升系统运作。其中,行走系统通过液压马达直接驱动车轮来传递动力;转向系统通过液压马达、齿轮减速机与转向轴采用直连的方式实现转向动作;举升系统则采用4个支腿对角安装的底盘与4个液压缸配合完成车架的升降。



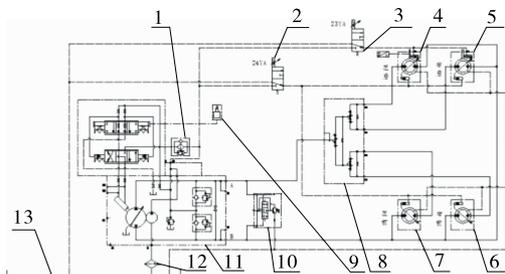
1. 前挂接架 2. 柴油机 3. 操作台 4. 转向结构 5. 后挂接架
6. 行走马达 7. 液压油箱 8. 车架底盘 9. 行走泵

图1 通用底盘结构布置图

Figure 1 Universal chassis structure layout

1.3 液压系统

通用底盘采用全液压四轮驱动系统。如图2所示,行走液压系统是一个闭环系统,由2个行走变量泵和2个前轮马达(左前轮马达、右前轮马达),2个后轮马达(左后轮马达,右后轮马达),1个一分四分集流阀,1个冲洗阀,2个二位三通电磁阀,1个油箱,1个吸油过滤器,1个行走手柄,1个压油过滤器等辅助液压元件组成。



1. 压油过滤器 2. 二位三通电磁阀 3. 二位三通电磁阀 4. 左后轮马达 5. 右后轮马达 6. 右前轮马达 7. 左前轮马达 8. 分流集流阀 9. 行走手柄 10. 冲洗阀 11. 行走变量泵 12. 吸油过滤器 13. 液压油箱

图2 通用底盘液压系统原理图

Figure 2 Hydraulic system schematic of universal chassis

泵上的综合补给油泵为泵控制系统提供液压油、冷却油和液压油。变量泵的补油压力由泵上的溢流阀控制,并且采用了压油过滤和吸油过滤2种模式;泵控方式为电比例排量控制;通过操纵手柄发出电压信号,再由控制器将信号传递给变量泵上面的电磁线圈,从而实现正反转以及排量控制。分流集流阀处于精密分流时,实现设备的长距离直线行驶,保证了4个车轮较高的同步性,利用分流集流阀的松散分流,实现设备的自由转弯^[3]。通过控制其中的1个二位三通来控制2个后轮马达的制动,用1个二位三通控制2个双向马达的变量,实现通用底盘的高低速作业模式转换。

2 主要零部件选型与设计

2.1 液压系统元件选型

通用底盘采用全液压四轮驱动。因此液压系统的可行性,稳定性制约着其通过性能。基于高地隙全液压四轮驱动通用底盘需要具备在满载的情况下稳定通过40°坡道的最大爬坡能力,来确定该通用底盘液压系统中液压马达与液压泵的型号。

2.1.1 马达选型 通用底盘在坡道上行驶时,受力情况见图3。

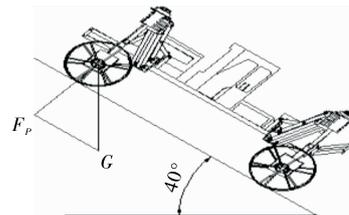


图3 通用底盘爬坡分析

Figure 3 Analysis of climbing universal chassis climbing

$$F_z = F_g + F_p + F_w, \tag{1}$$

式中:

F_g —— 滚动阻力, N;

F_p —— 坡度阻力, N;

F_w —— 工作阻力, N。

其中,工作阻力主要指空气阻力和加速阻力。水田低速作业时,加速阻力与空气阻力远小于滚动阻力和坡度阻力,故在设计时可将 F_w 的影响忽略不计^[4]。因此,通用底盘在进行爬坡时其主要影响阻力因素为 F_g 与 F_p 。

通用底盘满载爬坡时所需驱动力为:

$$F = F_g + F_p = G \times (f \cos \alpha + \sin \alpha), \tag{2}$$

式中:

G ——通用底盘满载总重量, N;

f ——滚动阻力系数;

α ——坡度, ($^{\circ}$).

其中 $G=19\ 600\text{ N}$; 查阅文献选取 $f=0.15$; 将已知参数代入式(2)计算得出: 通用底盘满载爬坡所需驱动力 $F=14\ 850.81\text{ N}$.

从而得出单个车轮所受扭矩 M 为 $2\ 041.99\text{ N}\cdot\text{m}$.

马达排量 V 为:

$$V = \frac{2\pi \times M_m}{P_m \times \eta_m}, \quad (3)$$

式中:

V ——马达排量, mL/r;

η_m ——马达的容积效率, 取值 0.95;

P_m ——系统工作压差, 取值 34 MPa.

计算得马达的理论排量为 397 mL/r .

通用底盘稳定行驶最高速度为:

$$v_{xm} = \frac{2\pi r \times n_{xm}}{60}, \quad (4)$$

式中:

v_{xm} ——通用底盘稳定行驶最大速度, km/h;

n_{xm} ——马达最大转速, r/min;

r ——车轮半径, mm.

其中, 根据通用底盘设计参数可知: 其最大稳定行驶速度^[5]为 13 km/h ; 车轮半径为 550 mm .

因此, 通过式(4)计算得出马达最大转速为 225.82 r/min .

故单个马达所需最大流量为:

$$Q_{xm} = \frac{n_{xm} \times v_{xm}}{\eta_m}, \quad (5)$$

式中:

Q_{xm} ——马达最大流量, L/min.

代入已知量, 由式(6)可得马达最大流量 Q_{xm} 为 51.50 L/min .

通过分析, 根据作业需求与计算获得马达的排量参数选定了丹佛斯 MS02 型轴向柱塞马达, 其基本参数为理论排量 $398/199\text{ mL/r}$, 最大转速 230 r/min , 理论扭矩 $633\text{ N}\cdot\text{m}$. 此类型马达具备低速大扭矩特征, 能够保证较好的通过性要求.

2.1.2 泵的选型 基于本研究使用的通用底盘行走液压系统为闭环控制系统, 且采用容积变速控制方式^[6], 通用底盘的工作性能很大程度上取决于行走泵的排量与压力. 同时考虑作业底盘的动力要求与功能的多样性, 其液压系统的工作压力设定为 25 MPa .

由于行走泵与通用底盘 4 个马达采用并联方式控制, 故有 $Q_{xb} = 4Q_{xm}$.

泵的排量为:

$$V_{xb} = \frac{4Q_{xm} \times 1\ 000}{\eta_{xb} \times n_{xb}}, \quad (6)$$

式中:

V_{xb} ——泵的排量, mL/r;

Q_{xb} ——行走泵输出流量, L/min;

η_{xb} ——泵的容积效率, 取值 0.95;

n_{xb} ——泵的输入转速, r/min.

由于通用底盘发动机与泵为直连形式, 因此有 $n_{xb} = n_f$, n_f 为发动机额定转速. $n_f = 2\ 400\text{ r/min}$.

故由式(6)可得泵的排量为 $V_{xb} = 95.37\text{ mL/r}$.

根据作业底盘的性能要求与作业环境的复杂性等情况, 故采用低速大扭矩轴向柱塞泵^[7]; 且能保证排量可调, 选用丹佛斯 90L055KA1N6S3C6C03NNN353524 系列变量泵. 其排量为 100 mL/r , 最高压力 40 MPa .

2.2 车架设计及分析

2.2.1 机架尺寸选定及结构设计 由于车架上应力会合的表现一般发生于螺杆安装的位置^[8], 且该位置的形变量会比较大, 因此考虑在该处增加车架的钢材用量. 一方面从结构上做改变; 另一方面可以加大钢材的厚度等. 地隙可变通用底盘受力的质心位于机架几何中心点. 故可加大此处的钢材厚度改善机架的疲劳强度, 以此来达到设计的目的. 设定机架长 $2\ 500\text{ mm}$, 宽 $1\ 200\text{ mm}$. 为了方便 4 个转向支腿的安装, 机架四角处为 45° , 斜边长 380 mm , 两斜梁相距 100 mm , 全部采用 $80 \times 40\text{ mm}$ 的 5 mm 厚方钢. 两端受力较小用 3 根杆, 中间用 4 根杆. 车架示意图见图 4.

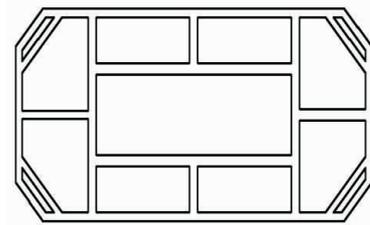


图 4 车架示意图

Figure 4 Frame sketch map

2.2.2 车架受力分析 根据一般农用车车架使用的材料来看^[9], 本设计使用的通用底盘的机架用料选择 Q235. 该材料的屈服强度为 235 MPa , 而车架的两侧最长方钢和车架的四角焊接点是应力集中的最大点, 故只需校核这两处的强度.

由于机架的载荷为非均匀分布, 故可根据机架中心处强度进行校核. 其中最危险可能性载荷全部作用于中心位置. 因此计算取中间一根最危险杆进行计算.

图 5 为机架受力图. 根据材料力学关于横力弯曲的弯曲许用应力的验算公式可得:

$$\sigma = \frac{6M_{\max}}{bh^2}, \quad (7)$$

式中:

σ ——横梁许用应力, Pa;

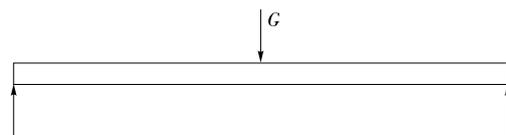


图 5 机架中心处受力图

Figure 5 Rack by attempt

b ——矩形截面的宽,mm;

h ——矩形截面的高,mm。

代入已知参数,由式(7)可得: $\sigma = 23.44 \text{ MPa}$ 。

由于 Q235 钢材的许用弯曲应力为 $120 \sim 190 \text{ MPa}$ ^[10], 所以机架的两侧方钢横梁的强度足够,设计方案可以采用。

2.2.3 车架应力分析 驾驶过程中通用底盘的应力分布情况见图 6。通过选取 150 倍变形比例^[11], 得到该车架应力的分布情况图。车架整体的应力比较小,其中最大的应力集中点出现在车架外横梁与支腿立板的焊接点。从图 6 中的颜色可以看出,应力较大值位置位于车架结合尖角位置(图中标记);一方面符合材料力学的原理,另一方面是尖角处一般容易产生应力集中。车架主要的应力大小一般在 187 MPa 以下,明显不到钢材的许用应力,故机架的强度满足了设计的需求。

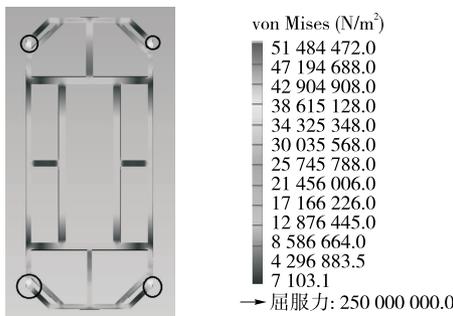


图 6 应力分布图

Figure 6 Stress distribution diagram

2.2.4 车架应变分析 驾驶过程中通用底盘的位移分布情况见图 7。由图 7 可知,机架发生的最大的形变量出现在车架中部,最大形变量为 $2.318 \times 10^{-3} \text{ m}$ 。整体来看位移量对机架的影响很小,几乎可以不计,故机架的刚度满足了设计的需求。



图 7 底盘应变分析图

Figure 7 Chassis strain diagram

2.3 转向支腿的结构设计

在地隙可变^[12]通用底盘转向系统设计中。一方面将支腿套管作为转向系统主要受力部件,通过平行布置的支腿半耳板与垂直布置的支腿立板焊接固定,见图 8。支腿套管中心孔两端内径大于中部内径呈台阶形状内孔,在支腿套管内径的台阶部分分别安装两个调心推力轴承,内径为 60 mm 的支腿转向轴插入两调心推力轴承中心孔。同时在调心推力轴承上方旋紧 2 个圆螺母,在支腿转轴的螺纹处,并用止

动垫圈锁死;在调心推力轴承下方分别安装油封和套筒,使支腿转轴固定在支腿套管中心孔中,并且能实现支腿转轴自由转动。另一方面转向系统由液压系统将动力传输至转向马达和减速机上,再由安装法兰内的花键套将转向减速机外花键和支腿转轴外花键联结传递转矩,同时安装法兰将减速机固定。此时转向马达和减速机上的转矩传递到支腿转轴上,再经过支腿直角支撑架,将转向力矩传送到轮胎来实现转向功能。

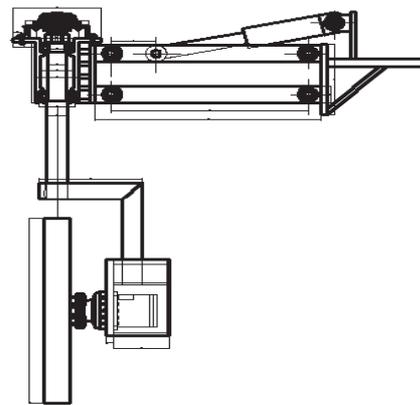


图 8 转向支腿整体示意图

Figure 8 Sketch map of the whole structure of steering leg

3 通用底盘通过性能分析

在通用底盘作业过程中,经常以较低的速度去克服某些障碍物,比如田埂、台阶等。越障能力是评价通用底盘通过性能的一个重要指标^[13]。根据数学模型分析机具结构参数与越障能力的关系,从而得出通用底盘的轴距变化值。

图 9 为四轮驱动高地隙通用底盘越过台阶时的受力情况。从图 9 中可以看出,当前轮碰到台阶时,由各受力情况可得到以下平衡方程式:

$$\begin{cases} F'_{z1} \cos \alpha - F'_{z1} \mu_g \sin \alpha - \mu_g F_{z2} = 0; \\ F'_{z1} \sin \alpha - \mu_g \cos \alpha - F_{z2} = G; \\ \mu_g F'_{z1} \frac{D}{2} + F_{z2} \mu_g \frac{D}{2} - F_{z2} L + GL_1 = 0, \end{cases} \quad (8)$$

式中:

D —— 轮胎的直径,mm;

G —— 通用底盘总重力,N;

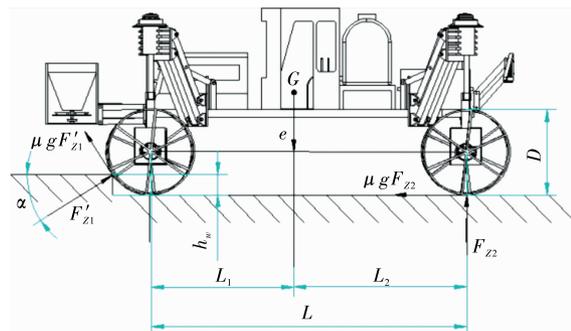


图 9 前轮跨越台阶受力图

Figure 9 Force analysis of front wheel over steps

F'_{z1} ——通用底盘前轮遇到台阶时的作用力, N;
 F_{z2} ——后轴负荷, N;
 μ_g ——附着系数;
 L_1 ——重心到前轴的距离, mm;
 L_2 ——重心到后轴的距离, mm;
 L ——轴距, mm。

其中,在水泥路面上做跨越台阶试验时,滚动阻力系数近似为 0,忽略不计^[14]。

设台阶高度为 h_w ^[15],由图 9 中的几何关系可知:

$$\sin\alpha = 1 - 2\left(\frac{h_w}{D}\right) \quad (9)$$

代入式(8)化简得:

$$h_w = \frac{D(\mu^2 + 1 - \frac{\mu_g D}{2L} - \mu\sqrt{\mu^2 + 1 - \frac{\mu_g D}{L}})}{2\left[\left(1 - \frac{\mu_g D}{2L}\right) + \mu^2\right]} \quad (10)$$

式中:

$$\mu = \frac{1 - \frac{\mu_g D}{2L} - (1 + \mu_g^2) \frac{L_1}{L}}{\mu_g}$$

由式(10)可知, L/D 越大及 L_1/L 越大, h_w 就越大,即通用底盘的前轮能越过更高的台阶。分析结果表明, h_w 是随着 L/D 的增大而增大的;另外,当 L_1/L 的比值增大时,四轮液压驱动的通用底盘其前轮过台阶的能力大大提高,甚至车轮也能越过大于其半径的高度。因此,可以得知前轮的越障能力与 μ_g 、 L_1/D 、 L/D 3 个参数有关。

当通用底盘的后轮碰到台阶时,其受力情况见图 10。

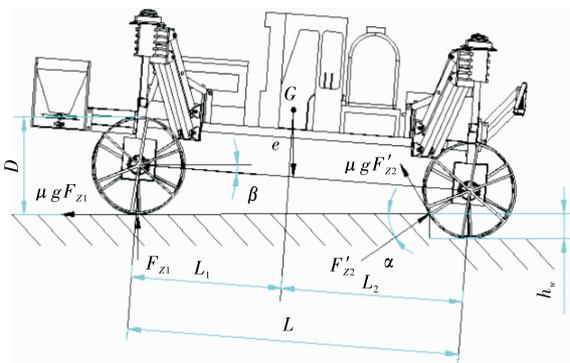


图 10 后轮跨越台阶受力图

Figure 10 Force analysis of rear wheel over steps

后轮越过台阶时,其平衡方程式见式(11)。

$$\begin{cases} \mu_g F_{z1} + F'_{z2} \mu_g \cos\alpha + \sin\alpha F'_{z2} = G; \\ F_{z1} + F'_{z2} \mu_g \cos\alpha + \sin\alpha F'_{z2} = G; \\ F_{z1} L \cos\beta + \mu_g \frac{D}{2} F_{z1} - h_w \mu_g F_{z1} + \mu_g F'_{z2} \frac{D}{2} + \\ \quad G e \sin\beta - L_2 \cos\beta G = 0, \end{cases} \quad (11)$$

式中:

F'_{z2} ——通用底盘后轮遇到台阶时的作用力, N;
 e ——车辆重心到前后轴心连接线的距离, mm;
 β ——水平路面与前后轴心连接线的夹角, (°);
 F_{z1} ——前轴负荷, N。

由图 10 中的几何关系可知:

$$\sin\alpha = 1 - 2\left(\frac{h_w}{D}\right) \quad (12)$$

代入式(11)化简得:

$$\left(\cos\beta - \mu_g \sin\beta + \frac{\mu_g D}{L}\right) \sin\alpha - \left[\left(\frac{1 + \mu_g^2}{\mu_g} - \frac{L_1}{L} - \mu_g\right) \cos\beta + \left(\frac{1 + \mu_g^2}{\mu_g} - \frac{e}{L} - 1\right) \sin\beta + \frac{D}{2L}\right] \cos\alpha = \frac{\mu_g D}{2L} \quad (13)$$

由图 10 中的几何关系还可知: $\sin\beta = \frac{h_w}{L}$, 将其代入式(13)得:

$$\left[\sqrt{1 - \left(\frac{h_w}{L}\right)^2} - \mu_g \frac{h_w}{L} + \frac{\mu_g D}{2L}\right] \left(1 - \frac{2h_w}{D}\right) - \left[\left(\frac{L_1}{\mu_g L} + \frac{L_1 \mu_g}{L} - \mu_g\right) \sqrt{1 - \left(\frac{h_w}{L}\right)^2} + \left(\frac{e}{L \mu_g} + \frac{e \mu_g}{L} - 1\right) \left(\frac{h_w}{L}\right) + \frac{D}{2L}\right] \sqrt{\frac{4h_w}{D} - 4\left(\frac{h_w}{D}\right)^2} = \frac{\mu_g D}{2L} \quad (14)$$

由式(14)可知,后轮跨越台阶的能力与 μ_g 、 L_1/D 、 L/D 、 e/L 4 个参数有关。其中,后轮越障能力随 μ_g 增大而提高,随 L_1/D 、 L/D 、 e/L 增大而降低。

通用底盘前后轮越障能力都与附着系数呈正比,其中 μ_g 、 L_1/D 、 L/D 同时制约前后轮越障能力。因此根据该参数选择最佳通过性结构参数。通过前轮越障数学模型以及总体参数要求值决定机体结构参数。在不同的 L_1 、 D 、 e 参数值情况下,通过性参数 L 值的选定见表 2。

表 2 不同质心位置参数与轴距 L 关系数值

Table 2 Relationship between different centroid position parameters and wheelbase L

h_w (目标值)/ mm	μ_g	D /mm	L_1 /mm ($L_1 \leq 1\ 800$)	L /mm ($2\ 200 \leq L \leq 3\ 200$)
400	0.6	1 100	1 203	2 374.82
400	0.6	1 100	1 503	2 865.18
400	0.6	1 100	1 703	3 192.36

4 验证实验结果与分析

4.1 实验场地与设备

为了获取更加全面、合理的通过性数据,此试验分 2 个不同地形进行测试。2017 年 7 月,在吉首市宗南重工产业园与本校实训中心及耘园教学基地试验田进行通用底盘通过性能试验,主要试验仪器设备包括:液压系统测试软件(LERO iTest-008SRD1 V4.0.5,深圳雷诺智能技术有限公司)、液压数据处理软件(LERO_HTDAD_V1.01,深圳雷诺智能技术有限公司)、测试仪表(CHPM440/480,深圳雷诺智能技术有限公司)、压力传感器(0~60 MPa,深圳雷诺智能技术有限公司)、流量传感器(0~150 L/min,深圳雷诺智能技术有限公司)、角度仪(VCHON LD-60, $P \leq 0.95$ mW, $\lambda = 620$ nm,浙江省缙云伟创电子有限公司)等。

4.2 试验方法

4.2.1 越障试验 在跨台阶试验中,根据 GB/T 12541—1990 的要求,选定试验场地。在进行垂直障碍测试时,通用底盘满载,发动机油门调到最大,行走马达分 2 种排量模式进行测试。在越过台阶之前,车辆在水平地面行驶,然后通过操纵手柄来调节行走变量泵的排量,改变系统的压力大小,从而驱动行走液压马达使车轮跨越垂直障碍物。同时,通过设置 3 次轮距与轴距的调整,来获取不同的机体参数;从而得到 3 种情形下的通过性参数来验证机体参数与通用底盘的通过性关系。此外,通过速度不限,以通过一次为标准,进行多次试验,并记录数据。

4.2.2 爬坡试验 在爬坡试验中,根据 GB/T 3871—2006 的要求,在湖南农业大学实训中心设置测试坡道。其中,坡道有效长度需大于喷药机整体长度,并划分为发车区域、试验区域、缓冲区域。将液压测试设备装在行走马达进出口,通过连接线缆与测试仪进行匹配,设置测试仪的测试接口与数据采集频率为 20 ms。首先将喷药机在起步区域平坦路面发车,喷药机行走马达排量调为低速模式,向前推动行走手柄,进行测试。然后根据喷药机通过情况进行液压参数记录以及喷药机在进行爬坡时的通过情况进行记录。

4.2.3 行驶速度与最小转弯半径试验 为满足通用底盘在南方水田的作业要求,在试验田与实训中心分别选取 2 条长度大于 50 m,宽度大于 5 m 的试验场地。设定 50 m 范围内为测试区域,通用底盘在区域外启动,在发动机油门控制在最大,行走手柄将变量泵排量控制在最大情况下测试低速与高速模式下通用底盘在试验区域的行驶时间,得到通用底盘的最高行驶速度;每个场地采取三轮测试,取平均值并记录。

根据试验要求^[6],通用底盘最小转弯半径试验在长度大于 50 m,宽度大于 15 m 试验田进行。通用底盘预先停放在试验田块中间区域,转向模式设置为小场地转向(前后轮同时 45°左右转),启动车子并低速行驶,将转向手柄转到极限位置,保持此位置不变,待通用底盘稳定行驶 360°后,驶出测试区域。用钢卷尺测量车轮转向轨迹圆半径并记录数据。

4.3 试验结果

在各工况下通用底盘通过性能测试结果见表 3。通过设计值与实测值进行对比发现,各项通过性参数达到设计目标值,通用底盘通过性能较好。

表 3 通用底盘通过性能试验结果

Table 3 The performance test results of the universal chassis

来源	行驶速度/ (km·h ⁻¹)	最大爬坡 角度/(°)	最大越障 高度/mm	最小转弯 半径/m
目标值	0~13	40	400	4.0
试验数值	0~13	41	493	3.7

5 结论

基于南方水田再生稻、高植株果园等作物收获采摘时机械化收获、田间管理困难的问题,研究设计了一台高地隙全液压四轮驱动通用底盘。

(1) 根据通用底盘通过性要求,完成了液压系统主要部件选型。选定了丹佛斯 MS02 型轴向柱塞变量马达及 90 系列轴向柱塞变量泵。同时进行了机架尺寸选定及结构设计及转向支腿的结构设计;并通过机架的受力分析与应力、应变校验表明:机架在 150 倍变形条件下,其强度与刚度符合设计要求,验证了机械结构的可行性与稳定性。

(2) 结合通过性参数目标值,建立了通用底盘轴距与结构参数之间的越障数学模型。经分析指出:通用底盘的越障能力与 μ_g 、 L_1 、 e 、 L 、 D 5 个因素存在一定的比例关系;并基于越障高度 400 mm 的条件下确定了底盘的轴距参数,对底盘样机的制造与试验提供了一定指导依据。

(3) 对通用底盘通过性能进行试验,包括爬坡能力、越障高度、行驶速度、最小转弯半径各项指标。试验表明:在坡度小于 41°的坡道上能够获得较好的通过性;在满载情况下,通用底盘能够跨越的最大垂直障碍物高度为 493 mm,最小转弯半径为 3.7 m,水泥路面行驶速度范围为 0~13 km/h,水田作业速度范围为 0~11 km/h 满足了南方水田的作业要求。

参考文献

- [1] 蒋建发. 越野汽车垂直越障性能与车辆结构参数关系分析[J]. 机械设计与制造, 2012(9): 222-224.
- [2] 张晓文, 王影, 邹岚, 等. 中国设施农业机械装备的现状与发展前景[J]. 农机化研究, 2008(5): 229-232.
- [3] 吕小荣, 丁为民. 西南丘陵山区套作小型多功能底盘通过性的研究[J]. 华南农业大学学报, 2014, 35(5): 108-111.
- [4] 陈慕忱. 装卸搬运车辆[M]. 北京: 人民交通出版社, 1998: 57-68.
- [5] 余志生. 汽车理论[M]. 北京: 机械工业出版社, 2000: 5-12.
- [6] 黄哈, 李建桥, 吴宝广, 等. 轻载荷条件下轻型车辆车轮牵引通过性模型的建立与验证[J]. 农业工程学报, 2015, 31(12): 64-70.
- [7] 丁力, 陈永成, 张曼, 等. 轮式高地隙喷雾机行走液压系统的设计研究[J]. 农机化研究, 2015(12): 106-109.
- [8] 邱威, 丁为民, 申宝营, 等. 3WZ-700 型果园喷雾机通过性能分析[J]. 农业机械学报, 2012, 43(6): 63-67.
- [9] 陈书法, 张石平, 孙星钊. 水田高地隙学习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.
- [10] 余刚珍. 基于 ANSYS Workbench 的车架结构有限元分析及拓扑优化技术研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2011: 3-56.
- [11] 张进国, 程晓辉. 基于 ANSYS 的汽车车架结构有限元分析[J]. 拖拉机与农用运输车, 2016(5): 63-64.
- [12] 李建桥, 张广权, 王颖, 等. 仿螃蟹步行机构及其通过性试验[J]. 农业工程学报, 2016, 32(14): 47-54.
- [13] 王宝山, 王万章, 王森森, 等. 全液压驱动高地隙履带作业车设计与试验[J]. 农业机械学报, 2016, 47(2): 84-89.
- [14] 高延龄. 汽车运用工程[M]. 北京: 人民交通出版社, 1999: 156-157.
- [15] 杨万福. 汽车理论[M]. 广州: 华南理工大学出版社, 2015: 2-10.
- [16] 全国农业机械标准化技术委员会. GB/T 5667—2008 农业机械生产试验方法[S]. 北京: 中国标准出版社, 2008: 3-18.