

网络出版时间:2019-11-27 15:19 DOI:10.13207/j.cnki.jnwfufu.2020.06.014
网络出版地址:http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1390.s.20191127.0922.028.html

农用柔性底盘偏置转向机构工作参数试验及优化

瞿济伟¹, 郭康权^{1,2}, 宋树杰³, TRAN Van Cuong⁴, 李翊宁¹

(1 西北农林科技大学 机械与电子工程学院, 陕西 杨凌 712100; 2 陕西省农业装备工程技术研究中心, 陕西 杨凌 712100;

3 陕西师范大学 食品工程与营养科学学院, 陕西 西安 710119; 4 第一越南苏联职业技术学院 电子工程学院, 越南 福安 15910)

[摘要] 【目的】分析农用柔性底盘偏置转向机构工作参数对其运动与动力性能的影响, 为柔性底盘转向控制提供依据。【方法】基于转向理论, 以电动轮转速与载荷为因素, 利用模糊综合评价法, 用柔性底盘偏置转向时纵、横向驱动力及偏置臂转角相对误差构建综合指标, 通过柔性底盘试验台测试二者对综合指标的影响, 分析电磁摩擦锁锁紧电压与转向电桥步进电机转速对各个转向性能指标的单因素作用, 并以转向内、外侧锁紧电压和步进电机转速为因素, 通过 $L_{16}(4^5)$ 正交试验, 探讨两侧偏置转向机构参数的分配特性。【结果】电动轮转速、载荷及交互作用对综合转向性能均有显著影响($P < 0.05$), 电动轮转速为 120 r/min 左右时综合转向指标最小; 随着锁紧电压及步进电机转速的增大, 纵、横向驱动力均随之增大, 而转角相对误差随锁紧电压上升先增大后减小, 随步进电机转速增大而增大, 锁紧电压与步进电机转速的适宜范围分别为 18~24 V 和 150~180 r/min; 转向内、外侧锁紧电压与步进电机转速对综合转向指标均有显著影响($P < 0.05$), 空载时最优内、外侧锁紧电压分别为 22 和 20 V, 最优步进电机转速分别为 180 和 170 r/min, 额定载荷时最优内、外侧锁紧电压分别为 24 和 22 V, 最优步进电机转速仍分别为 180 和 170 r/min; 最优参数分配方案的验证试验表明, 最优转向参数分配下柔性底盘偏置转向的纵、横向驱动力均有所提升且转向误差减小。【结论】优化试验所得转向内、外侧锁紧电压与步进电机转速组合可提升柔性底盘的综合转向性能。

[关键词] 农业机械; 柔性底盘; 转向性能; 工作参数; 综合评价

[中图分类号] S229⁺.1; U463.4

[文献标志码] A

[文章编号] 1671-9387(2020)06-0125-12

Experiment and optimization on working parameters of off-center steering mechanism for agricultural flexible chassis

QU Jiwei¹, GUO Kangquan^{1,2}, SONG Shujie³, TRAN Van Cuong⁴, LI Yining¹

(1 School of Mechanical and Electronic Engineering, Northwest A&F University, Yangling, Shaanxi 712100, China;

2 Shaanxi Agricultural Equipment Engineering Technology Research Center, Yangling, Shaanxi 712100, China;

3 College of Food Engineering and Nutritional Science, Shaanxi Normal University, Xi'an, Shaanxi 710119, China;

4 Vietnam Russia Vocational Training College No 1, Phuc Yen City, 15910, Vietnam)

Abstract: 【Objective】 This study analyzed the effects of off-center steering mechanism working parameters on the motion and dynamic performance of agricultural flexible chassis (FC) to provide basis for steering control of FC. 【Method】 Based on steering theory, the influences of speed of in-wheel motor (IWM) and load of FC on longitudinal force, lateral force and steering relative errors were tested using self-made test bench. Then, a comprehensive evaluation method was introduced to combine these three indicators into a comprehensive index (CI). The single factor effects of locking voltage (LV) and speed of stepper motor (SMS) on each indicator were also analyzed. Taking SMS and LV of the inner and the outer steering sides of FC as factors, a orthogonal test was designed and the influence of each factor on CI was

[收稿日期] 2019-06-27

[基金项目] 国家自然科学基金项目(51375401)

[作者简介] 瞿济伟(1989—), 男, 湖北利川人, 在读博士, 主要从事智能农业装备技术研究。E-mail: qujiwei_mail@foxmail.com

[通信作者] 郭康权(1955—), 男, 陕西西安人, 教授, 博士生导师, 主要从事智能农业装备技术研究。E-mail: jdkgkq@nwsuaf.edu.cn

analyzed. Finally, the optimal parameters distribution was obtained and verified by experiments. 【Result】 The speed of IWM, the load of FC and their interaction had significant effects on CI ($P < 0.05$). The comprehensive index had the smallest value when the speed of IWM was around 120 r/min. With the increase of LV and SMS, both lateral force and longitudinal force increased steadily. The steering error increased first and then declined with the increase of LV, and it increased with the increase of SMS. The reasonable ranges of SMS and LV during steering were 150—180 r/min and 18—24 V, respectively. The inner LV, outer LV, inner SMS and outer SMS all had significant effect on CI ($P < 0.05$). In the case of no load, the optimal inner and outer locking voltages were 22 and 20 V, and the optimum stepper motor speeds were 180 and 170 r/min, respectively. In the case of rated load, the optimal inner and outer locking voltages were 24 and 22 V, and the optimal stepper motor speeds were still 180 and 170 r/min, respectively. The verification showed that longitudinal and lateral driving forces of off-center steering were increased and steering errors were reduced under the optimal steering parameters. 【Conclusion】 The combination of locking voltages and stepper motor speeds of the inner and outer steering sides obtained from this test improved the comprehensive steering performance of the flexible chassis.

Key words: agricultural machinery; flexible chassis; steering performance; working parameters; comprehensive evaluation

我国农业动力机械目前仍然以传统拖拉机为主,其在大田中有极强的作业能力,但在温室、仓储等场合却难以发挥优势,开发灵活、高效及环保的轻小型动力机械是设施农业、生态农业等领域农机装备的发展趋势^[1],对实现全程全面机械化、助力乡村振兴及农业可持续发展^[2]均具有重要意义。

目前新型农业动力装备以配备各类驱动电机的小型电动机械为主^[3],可以发挥其灵活机动的优势。如用于耕作的温室微型遥控电动拖拉机^[4]、设施栽培用的小型电动拖拉机^[5]、温室自走式电动收获机^[6]以及双轮驱动电动车辆^[7]等。然而,由于以电机为动力且大多存在线控系统,控制策略及控制参数的合理选取是提升电动农业机械工作性能的关键,因此控制策略的确定和控制参数的选取研究受到了较广泛的关注。武仲斌等^[8]基于滑转率设计了分层控制结构,实现了双电机驱动农用车的转矩协调分配及转向性能的提升。张铁民等^[9]基于 FPG 设计了电动拖拉机驱动控制系统,提高了驱动控制的稳定性;Chen 等^[10]和周华栋等^[11]通过转矩分配控制,改善了电动车辆牵引性能和适应复杂作业环境的能力;Wang 等^[12]采用 PID 算法并用转向电机对温室电动收获机进行转向控制,实现了快速转向跟踪。商高等^[13]则用模糊控制提升了电动履带拖拉机的运输效率。国外农业动力机械智能程度普遍较高,更趋向于机器人的研发。Tabile 等^[14]采用转向电机并结合 GIS 技术,提升了农业移动机器人在复杂农业环境中的工作能力。Gat 等^[15]采用

温室高架导轨导引,使自动驾驶车辆具有较优的运动稳定性。综合以上研究可知,农业领域电动动力机械研究广泛且成效显著,然而大部分仍保留了传统的机械传动机构,部分采用线控系统但仍用转向电机结构,灵活性、节能性等仍需进一步提升。

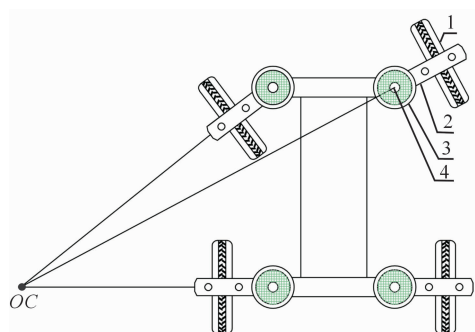
四轮独立驱动的独立转向电动柔性底盘采用轮胎平面与转向轴偏离的偏置转向结构^[16],通过电磁摩擦锁^[17]控制偏置转向臂转角并传递驱动力,属纯线控系统且无需转向电机,行驶、转向均由轮毂电机电动轮(简称电动轮)提供动力,合并了驱动系统与转向系统,结构精简,轻便灵活,此类底盘是极具前景的农用动力机械,本课题组前期研究了柔性底盘控制系统、整机动力特性^[18]及运动姿态切换^[19]等,明确电磁摩擦锁锁紧电压、转向电桥步进电机转速及电动轮转速、载荷等是影响偏置转向机构运动的重要工作参数,但这些参数对底盘偏置转向机构运动与动力性能的影响尚不明确。为此,本研究拟在课题组已研发的样机^[20]及其控制系统^[18,21]、试验台^[22]等基础上,通过试验探索偏置转向机构工作参数对转向性能的影响,并优化转向工作参数,以期提升柔性底盘转向时的运动与动力性能提供参考。

1 柔性底盘转向理论分析

1.1 偏置转向过程分析

柔性底盘的结构如图 1 所示,其中电动轮(WX-WS4846,富士达公司)与转向轴电磁摩擦锁(FBD050,台湾 KAIDE 有限公司)、偏置臂及偏置

转向轴共同组成偏置转向机构,相对于偏置转向轴转动而使柔性底盘形成偏置转向运动。柔性底盘转向的初始时刻处于直行状态,4 个电动轮转速相同,转向开始后,定义柔性底盘靠近瞬时转向中心 OC 一侧为转向内侧,另一侧为外侧。



1. 电动轮;2. 偏置臂;3. 电磁摩擦锁;4. 偏置转向轴
1. In-wheel motor electric wheel;2. Off-center arm;
3. Electromagnetic friction lock;4. Off-center steering shaft

图 1 柔性底盘结构示意图

Fig. 1 Schematic of structure for flexible chassis

柔性底盘转向控制系统如图 2 所示。在图 2 所示转向电桥^[23-24]转向控制信号作用下,图 1 所示转向内侧电动轮减速,转向外侧电动轮加速,电磁摩擦锁控制信号与转向信号控制相关联,故转向时电磁摩擦锁同步运行;外侧电动轮相对地面前进速度大于车架相对于地面的前进速度,故外侧偏置臂绕偏置轴向前摆动;内侧电动轮由于减速,偏置臂向后摆动,电子控制单元基于偏置臂摆动角度的反馈,对前轮转向角度进行实时协调控制,进而实现转向。

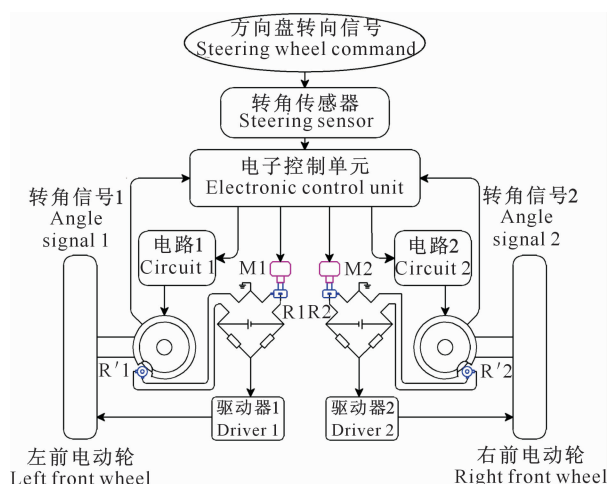


图 2 柔性底盘转向控制系统示意图

Fig. 2 Schematic of control system for flexible chassis

柔性底盘偏置转向主要通过控制电动轮和电磁摩擦锁实现,转向时电动轮由转向电桥输出信号调节,由步进电机 $M1$ 、 $M2$ 对电桥桥臂多圈电位器

$R1$ 、 $R2$ 旋转转速与转角的控制实现;电磁摩擦锁由 PWM 信号及驱动电压(即锁紧电压)控制,前期已探明 PWM 电磁摩擦锁控制信号对转向性能的影响^[21],因此本研究在分析电动轮转速、载荷对转向性能影响的同时,重点关注步进电机转速和锁紧电压的影响。

1.2 偏置转向参数分析

1) 电动轮转速。由前期研究可知,电动轮转速对偏置转向轴机构的转向平均角速度有显著影响^[21],且电动轮角速度 ω_m 与轮胎纵向驱动力 F_z 之间的关系如式(1)所示^[25-26],可知电动轮转速是影响柔性底盘运动与动力性能的重要因素。

$$F_z = \frac{1}{r} (T_e - B\omega_m - J \frac{d\omega_m}{dt} - M_f). \quad (1)$$

式中: F_z 为轮胎纵向驱动力, N ; r 为电动轮半径, m ; T_e 为电动轮输出转矩, $N \cdot m$; B 为机械黏性摩擦阻尼系数, $N \cdot m \cdot s/rad$; ω_m 为电动轮角速度, rad/s ; J 为转动惯量, $kg \cdot m^2$; M_f 为电动轮滚动阻力矩, $N \cdot m$; t 为时间, s 。

2) 载荷。载荷与偏置转向轴机构转向驱动力矩的关系如式(2)所示^[18]。偏置转向轴机构的转向驱动力矩直接影响着柔性底盘的动力性能。

$$T_d = (0.0844L + 36.095) \cdot d. \quad (2)$$

式中: T_d 为偏置转向轴机构的转向驱动力矩, $N \cdot m$; L 为载荷, N ; d 为偏置距离, m 。

3) 锁紧电压。由电磁摩擦锁锁紧电压 U 产生的摩擦力矩称为锁紧力矩(记为 M_e),两者呈线性关系^[19],如式(3)所示:

$$M_e = KU. \quad (3)$$

式中: K 为常数;在前期前轮转向研究中,锁紧电压 U 均取 $22V$ 。

转向时电动轮对偏置轴处的力矩为 M_l ,当 $M_e \geq M_l$ 时,底盘转向时的驱动力大小取决于电动轮驱动力;当 $M_e < M_l$ 时,底盘转向时的驱动力大小取决于锁紧力矩。可见,电动轮驱动力和锁紧力矩影响着柔性底盘转向时整机的驱动能力。

4) 步进电机转速。转向电桥步进电机转速 n_s 影响电动轮控制信号,其变化快慢会影响电动轮转速而间接影响偏置臂转角误差。前期前轮转向研究中, n_s 均取 $160 r/min$;由文献^[27]可知,其转速范围为 $15 \sim 180 r/min$,且电动轮输出转矩与步进电机转速之间存在如式(4)的数学关系。可见,步进电机转速对电动轮输出转矩具有一定作用,进而影响转向时电动轮的驱动力。

$$T_e=P\frac{2n_s t_0}{10+2n_s t_0}。 \tag{4}$$

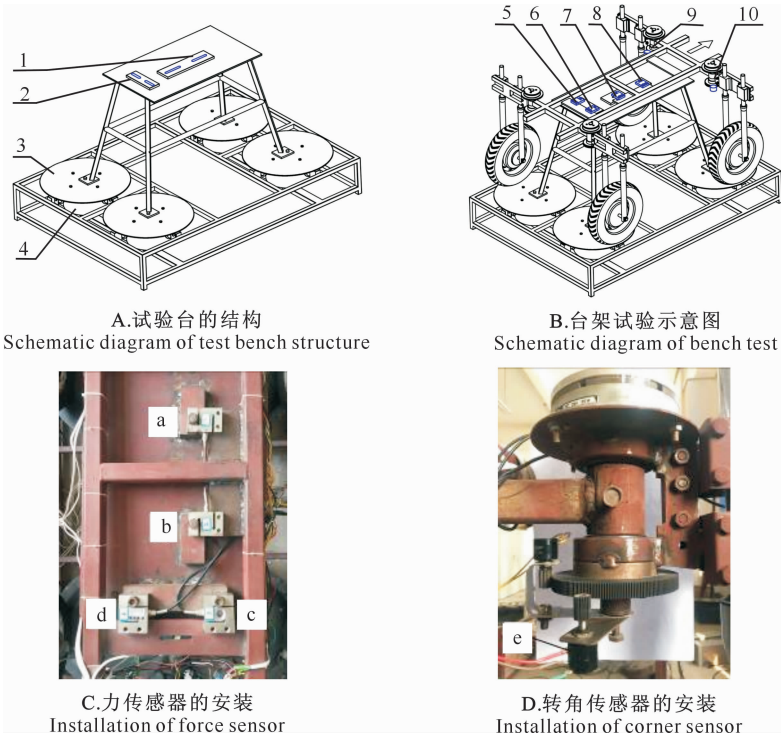
式中： T_e 为电动轮输出转矩， $N \cdot m$ ； P 为电动轮电磁转矩系数； n_s 为转向电桥步进电机转速， r/min ； t_0 为电动轮启动时间， s 。

2 转向工作参数的确定

2.1 试验方案

2.1.1 试验装置及仪器设备 为了测试柔性底盘的运动与动力性能，前期开发了柔性底盘试验

台^[22]，故本研究采用自制试验台测试各参数对柔性底盘转向运动与动力性能的影响。试验台结构如图 3-A 所示，台架试验中力传感器和转角传感器的布置及安装如图 3-B、C、D 所示。试验台的 4 个水平转盘分别由其下同轴安装的直流电动轮驱动，转速独立可调，通过控制转盘转速和转盘电机制动力，电动轮在其上可模拟出多种运动状态，进而可以测试柔性底盘多种运动与动力学性能。



1. 纵向限位槽;2. 侧向限位槽;3. 水平转盘;4. 转盘电机;5~8. 力传感器安装位置;9~10. 转角传感器安装位置;
a、b、c、d 为力传感器,e 为精密多圈电位器

1. Longitudinal limiting groove;2. Lateral limiting groove;3. Horizontal turntable;4. Turntable driving motor;5—8. Force sensor installation position;9—10. Angle sensor installation position;a,b,c,d are all force sensors,and e is precision multi-turn potentiometer

图 3 柔性底盘运动与动力性能试验装置示意图

Fig. 3 Schematic diagram for motion and dynamic performance test device of flexible chassis

所用传感器包括测量柔性底盘驱动力的 4 个同型号力传感器(TJL-1,蚌埠天光传感器公司,量程 0~500 N,灵敏度 1.33 mV/V)、2 个测量偏置臂转角的精密多圈电位器(22HP-10,日本 SAKAE 公司,量程 0~5 kΩ),以及监测电动轮、试验台转盘转速与电流的转速传感器(D046,龙戈电子公司,量程 0~1 000 r/min)和电流传感器(wcs1800,Winson 公司,量程 0~20 A)。采用研华工控机(610H,北京研华科技公司)及数据采集卡(USB7648B,北京中泰研创科技公司)采集各传感器数据。

2.1.2 试验设计 (1)双因素试验。为探索电动轮

转速与载荷对转向性能的影响,以柔性底盘转向时的最大纵驱动力($F_{x\max}$)、横向驱动力($F_{y\max}$)及两偏置臂中最大转角相对误差($E_{R\max}$)为评价指标,设计转速与载荷双因素试验,转速取 30,60,90 和 120 r/min 4 个水平,载荷取 0,500,1 000,1 500 和 2 000 N 5 个水平,共 20 组试验,每处理重复 3 次取均值。

(2)单因素试验。为明确锁紧电压与步进电机转速对转向性能的影响规律,以此二者为因素进行单因素试验,仍以 $F_{x\max}$ 、 $F_{y\max}$ 、 $E_{R\max}$ 为评价指标。

①锁紧电压单因素试验。电磁摩擦锁额定电压为 24 V,因其为 0 时无意义,故锁紧电压分别取 4,

6,8,10,12,14,16,18,20,22和24 V 11个水平,每处理重复3次取均值。其中步进电机转速设定为额定范围的中间值即82.5 r/min,电动轮转速最常用范围为30~120 r/min,试验时初始转速取其中间值即75 r/min。由于采用单轮试验台进行试验,载荷设定为额定载荷的1/4,即500 N。

②步进电机转速单因素试验。由文献[24]可知,步进电机转速的取值范围为15~180 r/min,本研究取15,30,45,60,75,90,105,120,135,150,165和180 r/min 12个水平,每处理重复3次取均值。其中锁紧电压设置为额定电压即24 V;同样,电动轮转速设定为75 r/min,载荷设定为额定载荷的1/4,即500 N。

2.1.3 试验方法 如图3-B所示,试验时将柔性底盘置于试验台上,其重量完全由4个转盘支撑,车架上4个力传感器d、c、b、a(图3-C)的探测端插入焊于试验台支座上的2个U型限位槽,其中传感器a、b插入试验台纵向方位限位槽1,用以测量底盘横向驱动力,传感器c、d插入横向方位限位槽2,用以测量底盘纵向驱动力。偏置臂转角由精密多圈电位器e测量,其中电位器转角与偏置臂转角间的传动比为10。

图4为电动轮置于试验台及硬化路面时的受力示意图。

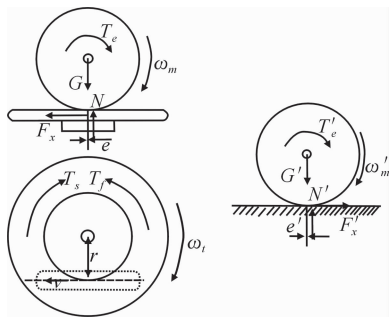


图4 试验台与硬化路面上电动轮受力示意图

Fig. 4 Schematic diagram of force analysis for electric wheel placed on test bench and hardened road surface

图4中, $T_e(T'_e)$ 为电动轮输出转矩, $N \cdot m$; F_x 为轮胎对水平转盘的切向反作用力, N ; F'_x 为地面对轮胎的切向反作用力, N ; $G(G')$ 为重力, N ; $N(N')$ 为支持力, N ; $e(e')$ 为支撑点偏移距离, m ; r 为接触点至转盘中心距离, m ; T_s 为轮胎驱动转盘产生的转矩, $N \cdot m$; T_f 为转盘电机制动力矩, $N \cdot m$; $\omega_m(\omega'_m)$ 为电动轮角速度, rad/s ; ω_t 水平转盘角速度, rad/s 。当电动轮在转盘上转动时,将带动水平转盘旋转。对于水平转盘,其与轮胎接触点处相对于底

盘机架的速度方向为转盘圆周切线方向,且始终平行于轮胎平面;运行时调节水平转盘的制动力矩 T_f ,使轮胎对水平转盘的切向反作用力 F_x 与地面对轮胎的切向反作用力 F'_x 相等,即使电动轮输出转矩 T_e 与 T'_e 相等;通过调节电动轮控制信号,使其驱动电流与以相同速度在路面行驶时的驱动电流相同,从而实现 F_x 与 F'_x 相等;同时保持电动轮角速度 ω_m 与路面行驶时相同,轮胎与水平转盘的相对运动和轮胎与路面的相对运动相同,从而模拟出其在路面匀速行驶的运动与动力学状态,此时试验台力传感器c、d所受合力即为行驶阻力。

前期已对柔性底盘路面直行时电动轮驱动电流(I_i)与其竖向载荷(L)、转速(n)之间的关系进行了测验,结果如图5所示,用直线拟合各点,得到如式(5)所示拟合方程。

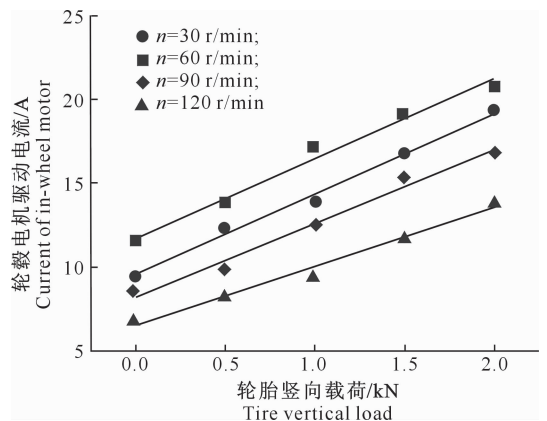


图5 不同电机转速时的电动轮驱动电流与载荷的关系

Fig. 5 Relationship between electric wheel current and load under different motor speeds

$$\begin{aligned}
 I_1 &= 4.82L + 9.52 (n=30 \text{ r/min}) (R^2=0.9949), \\
 I_2 &= 4.78L + 11.68 (n=60 \text{ r/min}) (R^2=0.9826), \\
 I_3 &= 4.40L + 8.16 (n=90 \text{ r/min}) (R^2=0.9827), \\
 I_4 &= 3.50L + 6.50 (n=120 \text{ r/min}) (R^2=0.9811).
 \end{aligned}$$

(5)

式中: I_i 为电动轮驱动电流($i=1,2,3,4$),A; n 为电动轮转速,r/min。

式(5)表明,电动轮驱动电流与其载荷、转速之间的线性拟合程度均较高,台架试验时可依据式(5)对电动轮电流进行调节。电动轮转速在0~3.6 m/s,即0~120 r/min,由于运行速度较低时主要采用直行、横行、斜行、原地回转等特殊模式运动^[19],故本研究进行载荷和电动轮转速影响试验时,电动轮转速取30~120 r/min。观察锁紧电压与步进电机转速作用时,电动轮转速取75 r/min。试验时首先调节各电动轮和转盘均为此速度,再给予转向信

号,目标角设为 30° ,右前轮加速,左前轮减速,两偏置臂分别向前和向后摆动实现转向;再按照 2.1.2 节单因素试验的因素及水平逐一设置试验,采集数据并完成试验。

2.2 结果与分析

2.2.1 双因素试验分析 将不同电动轮转速与载荷情况下,柔性底盘纵、横向驱动力及偏置臂转角相对误差各点连成光滑曲面,结果如图 6 所示。由图 6-A 可知,在相同载荷下,随着电动轮转速增加,纵向驱动力呈先增大后减小趋势,在转速为 $60 \sim 90$ r/min 时纵向驱动力有最大值;在同一电动轮转速条件下,纵向驱动力随着载荷增大而略呈增大趋势,可

见载荷增大,轮胎附着系数有所增大,适当增强了柔性底盘的驱动能力。由图 6-B 可知,在同一载荷条件下,横向驱动力随着电动轮转速的变化趋势与图 6-A 相似,但转速较低时,尤其在 60 r/min 附近时,同一转速下随着载荷增加虽有局部波动,但横向驱动力整体上仍呈增加趋势,可能是试验过程中轮胎侧向受力存在随机扰动所致。由图 6-C 可知,随着载荷和转速增大,转角相对误差虽有局部波动,但总体上呈增大趋势,转速越大运动越不稳定,载荷越大则转动阻力矩越大,因而随着载荷与转速增大转角相对误差增大。

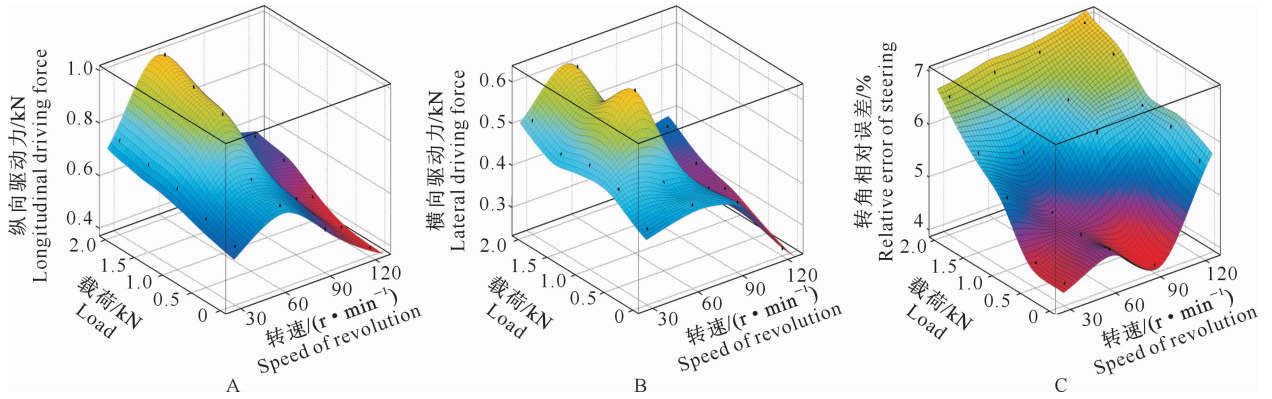


图 6 载荷与电动轮转速对转向性能指标的影响

Fig. 6 Effect of chassis load and electric wheel speed on steering performance index

2.2.2 转向性能模糊综合评价 柔性底盘转向时,为保证有足够转向驱动力,纵、横向驱动力应较大为宜,而转角误差以较小为好。因涉及指标较多,采用模糊综合评价法^[28]将多个指标转换为综合转向性能评价指标,以观察载荷和电动轮转速对综合转向性能的影响。进行模糊综合评价时,首先计算各指标隶属度,将各组试验中 3 个指标隶属度记为 r_{iq} ($i=1,2,3$,分别代表纵向驱动力、横向驱动力、转角误差; $q=1,2,\dots,20$,依次代表双因素试验中的 1 至 20 组试验),纵、横向驱动力应较大,则其隶属度计算公式为:

$$r_{1q} = \frac{F_{1q} - \min(F_{1q})}{\max(F_{1q}) - \min(F_{1q})}, \quad (6)$$

$$r_{2q} = \frac{F_{2q} - \min(F_{2q})}{\max(F_{2q}) - \min(F_{2q})}^\circ \quad (7)$$

式中: r_{1q} 、 r_{2q} 分别代表第 q 组试验中纵、横向驱动力指标的隶属度; F_{1q} 、 F_{2q} 分别代表双因素试验结果中第 q 组试验的纵、横向驱动力, N。

转角误差应较小,其隶属度为:

$$r_{3q} = \frac{\max(E_q) - E_q}{\max(E_q) - \min(E_q)}^\circ \quad (8)$$

式中: r_{3q} 代表第 q 组试验中转角误差指标的隶属度; E_q 代表双因素试验中第 q 组试验所得到的转角误差, ($^\circ$)。

从而得到综合评价指标的隶属度矩阵为:

$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} r_{11} & r_{12} & \cdots & r_{120} \\ r_{21} & r_{22} & \cdots & r_{220} \\ r_{31} & r_{32} & \cdots & r_{320} \end{bmatrix} \quad (9)$$

式中: $\mathbf{R}$ 代表隶属度矩阵,矩阵中元素 r_{iq} ($i=1,2,3$; $q=1,2,\dots,20$) 代表各组试验下纵、横向驱动力及转角误差 3 个不同指标的隶属度。

模糊评价的一个重要环节是确定隶属度的权重系数,本研究采用变异系数法,以使权重分配更加客观。各指标变异系数 V_j 的计算公式为:

$$V_j = \frac{\rho_j}{\bar{y}_j}, j=1,2,3. \quad (10)$$

式中: V_j 为各指标的变异系数, ρ_j 为第 j 项指标的方差, $\bar{y}_j$ 为第 j 项指标的平均数。

各指标权重 W_j 的计算公式为:

$$W_j = \frac{V_j}{\sum_{j=1}^3 V_j}, j=1,2,3. \quad (11)$$

从而得到模糊综合评价值的计算公式为：

$$V=WR=[v_1,v_2,\cdots,v_{20}]. \tag{12}$$

式中： W 为各指标权重， R 为隶属度矩阵， $v_1、v_2、\cdots、v_{20}$ 依次代表各试验组指标的模糊综合评价值。

通过上述方法，将柔性底盘纵、横向驱动力与转角相对误差合成一个综合评价指标，从而得出载荷与转速对综合评价指标的影响曲面及等高线图如图 7 所示，对综合评价指标的方差分析如表 1 所示。

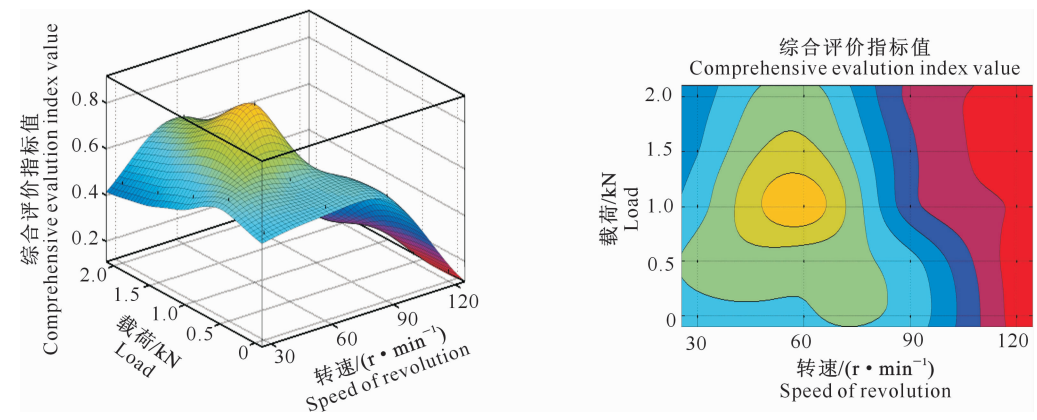


图 7 载荷与电动轮转速对综合评价指标值的影响曲面及等高线图

Fig. 7 Surface and contour plot for effect of load and electric wheel speed on comprehensive evaluation index value

表 1 转向性能综合评价指标值的方差分析

来源 Sources	平方和 Sum of squared	自由度 Degree of freedom	均方 Mean square	<i>F</i>	<i>P</i>
<i>n</i>	2. 269	3	0. 756	102. 873	<0. 01
<i>L</i>	0. 079	4	0. 020	2. 699	0. 044 1
<i>n</i> × <i>L</i>	0. 359	12	0. 030	4. 066	<0. 01
误差 Error	0. 294	40	0. 007		
总计 Sum	15. 697	60			

注：以 $P<0.01$ 为极显著， $0.01\leq P<0.05$ 为显著， $P\geq 0.05$ 为不显著。表 5 同。

Note: $P<0.01$ is significant, $0.01\leq P<0.05$ is significant, and $P\geq 0.05$ is not significant. Table 5 is the same.

由图 7 可知，在较低速度下空载及额定载荷时综合转向性能评价指标值均较大，转向性能良好；然而，当电动轮转速为 120 r/min 左右时，无论是空载还是加载额定载荷，综合转向性能评价指标值均较小，此时转向性能较差，这可能是由于在电动轮较高转速下转矩性能变差而使驱动力下降，且高转速时易受随机激励因素影响而导致偏置臂转角相对误差增大，从而导致综合转向性能变差。由表 1 综合评价指标值的方差分析结果可知，电动轮转速、载荷及其交互作用对综合转向性能均有显著影响 ($P<0.05$)，且影响效应表现为电动轮转速>交互作用>载荷。

2.2.3 单因素试验分析 柔性底盘纵、横向驱动力和转角相对误差及其综合评价指标值随锁紧电压的变化如图 8 所示。图 8-A 显示，随着锁紧电压的增加，纵、横向驱动力逐渐增加，这是由于锁紧电压的

升高增大了锁紧力矩，电磁摩擦锁传递的驱动力增大；在锁紧电压为 4~14 V 时纵向驱动力增加较为缓慢，之后随锁紧电压增大呈线性快速上升，整个过程纵向驱动力一直大于横向驱动力；同时随着锁紧电压增加，偏置臂转角相对误差在 4~12 V 时保持平稳，后逐渐下降到 5% 以下，到 18 V 之后又迅速增大，因为锁紧电压过低会使转角误差增大，而锁紧电压过高则偏置臂不易转动。为保证底盘的综合转向性能，纵、横向驱动力以较大为宜，转角相对误差较小为好。综上可知，当锁紧电压低于 18 V 时，纵、横向驱动力呈增大趋势而转角误差呈减小趋势，因此较优锁紧电压应在 18 V 左右。由图 8-B 所示的纵、横向驱动力及转角相对误差形成的综合评价指标与锁紧电压的关系曲线可知，最优综合评价指标对应的锁紧电压约为 18~24 V。结合以上分析，确定锁紧电压为 18~24 V。

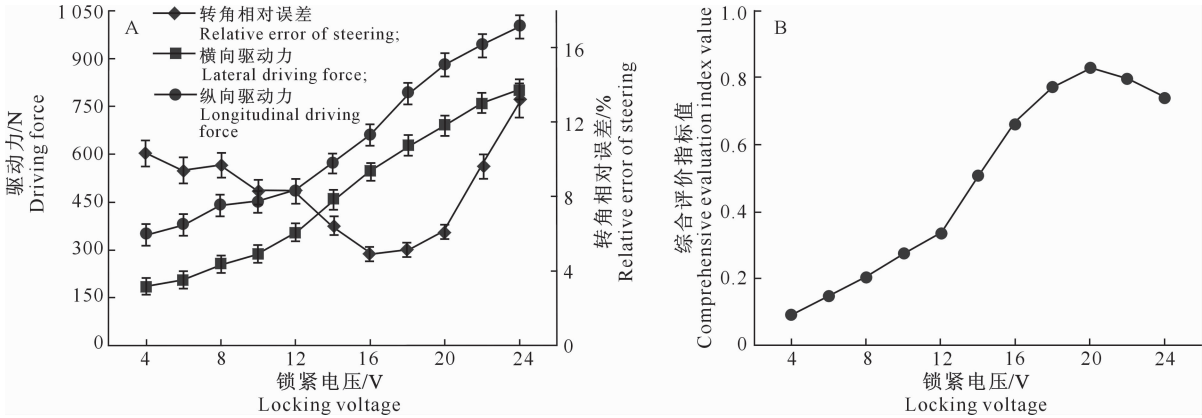


图 8 驱动力和转角相对误差及综合评价指标值随锁紧电压的变化

Fig. 8 Changes of driving force, steering relative error and comprehensive evaluation index value under different locking

纵、横向驱动力和转角相对误差及其综合评价指标值随步进电机转速的变化曲线如图 9 所示。图 9-A 表明,纵、横向驱动力随步进电机转速的变化趋势与图 8-A 基本一致,即随步进电机转速增大,横向驱动力逐渐增加,纵向驱动力先缓慢增加后较快上升;偏置臂转角相对误差在步进电机转速为 15~60 r/min 时增加较快,大于 60 r/min 后略微下降,并在 150 r/min 前保持稳定,之后又随步进电机转速增大而快速增加。总体而言,在步进电机转速为 60~

150 r/min 时转角相对误差基本保持稳定,但纵、横向驱动力却一直呈上升趋势,由此可知步进电机转速的最优值不在此范围内,虽然此后转角相对误差随步进电机转速增大而增加较快,但纵、横向驱动力两指标也迅速增加。由图 9-B 可知,最优综合评价指标值对应的步进电机转速为 150~180 r/min。结合图以上分析,确定步进电机转速为 150~180 r/min。

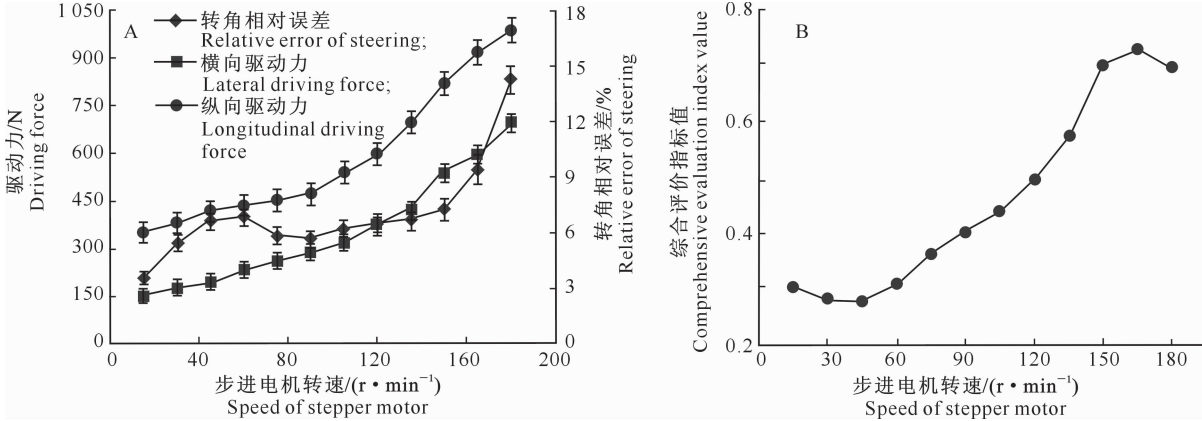


图 9 驱动力和转角相对误差及综合评价指标值随步进电机转速的变化

Fig. 9 Changes of driving force, steering relative error and comprehensive evaluation index value under different stepper motor speeds

3 转向工作参数分配特性及优化

3.1 转向工作参数分配特性

鉴于电动轮转速为 120 r/min 左右时的综合转向性能较差,且锁紧电压与转向电桥步进电机转速为转向性能的关键影响参数,需深入探究不利工况下二者对转向性能的影响特性,以寻求最优组合。由于转向过程中,转向内、外侧锁紧电压与步进电机转速均可独立控制,能独立影响底盘转向性能,为进

一步寻求此两种参数在左、右转向侧的分配,本研究在电动轮转速为 120 r/min 的不利工况下,分空载和加载 2 kN 额定载荷两种情况,以转向内、外侧锁紧电压与步进电机转速为因素,以底盘纵向、横向驱动力及转角相对误差为指标,基于 2.2.3 节所得因素范围,选用 $L_{16}(4^5)$ 正交表进行正交试验,每组试验重复 3 次,试验因素与水平如表 2 所示,正交试验方案及结果如表 3 所示。

表 2 基于转向内、外侧锁紧电压与步进电机转速的柔性底盘转向性能正交试验的因素和水平

Table 2 Orthogonal test factor level based on chassis steering performance of inner and outer steering locking voltage and stepping motor speed

水平 Level	因素 Factor			
	X_1	X_2	X_3	X_4
	内侧锁紧电压/V Inner locking voltage	外侧锁紧电压/V Outer locking voltage	内侧电机转速/(r·min ⁻¹) Inner stepper motor speed	外侧电机转速/(r·min ⁻¹) Outer stepper motor speed
1	18	18	150	150
2	20	20	160	160
3	22	22	170	170
4	24	24	180	180

表 3 柔性底盘转向性能正交试验的方案与结果

Table 3 Schemes and results of flexible chassis steering performance orthogonal test

序号 Codes	因素 Factors					指标 Index					
	X_1	X_2	X_3	X_4	空列 Empty column	空载 No load			加载 Load		
						纵向驱动力 (F_{Xmax})/kN Longitudinal driving forces	横向驱动力 (F_{Ymax})/kN Lateral driving forces	转角相对误差 (E_{Rmax})/% Steering angle relative errors	纵向驱动力 (F_{Xmax})/kN Longitudinal driving forces	横向驱动力 (F_{Ymax})/kN Lateral driving forces	转角相对误差 (E_{Rmax})/% Steering angle relative errors
1	1	1	1	1	1	0.142	0.121	4.340	0.210	0.182	3.698
2	1	2	2	2	2	0.207	0.171	5.823	0.296	0.233	6.108
3	1	3	3	3	3	0.261	0.186	4.528	0.386	0.311	4.182
4	1	4	4	4	4	0.343	0.278	7.462	0.498	0.344	7.665
5	2	1	2	3	4	0.240	0.157	6.288	0.369	0.248	6.273
6	2	2	1	4	3	0.224	0.214	7.462	0.422	0.314	6.646
7	2	3	4	1	2	0.261	0.230	5.071	0.418	0.362	5.038
8	2	4	3	2	1	0.321	0.221	7.528	0.479	0.347	7.120
9	3	1	3	4	2	0.277	0.201	3.941	0.427	0.308	4.200
10	3	2	4	3	1	0.314	0.312	4.329	0.470	0.405	3.290
11	3	3	1	2	4	0.234	0.216	5.192	0.408	0.378	4.039
12	3	4	2	1	3	0.288	0.243	5.469	0.439	0.359	6.463
13	4	1	4	2	3	0.321	0.240	4.949	0.543	0.410	5.023
14	4	2	3	1	4	0.293	0.244	3.831	0.506	0.434	4.781
15	4	3	2	4	1	0.380	0.231	7.938	0.591	0.432	7.427
16	4	4	1	3	2	0.317	0.296	7.683	0.537	0.453	6.259

采用 2.2.2 节的综合评价方法,得到各组正交 值的方差与极差分析结果见表 5 与表 6。
试验的综合评价指标值如表 4 所示,综合评价指标

表 4 柔性底盘转向性能正交试验结果的综合评价

Table 4 Comprehensive evaluation for orthogonal test results of flexible chassis steering performance

综合评价指标值			综合评价指标值		
序号 Codes	Comprehensive evaluation index value		序号 Codes	Comprehensive evaluation index value	
	空载 No load	加载 Load		空载 No load	加载 Load
1	0.324	0.326	9	0.670	0.617
2	0.358	0.260	10	0.870	0.842
3	0.570	0.587	11	0.526	0.697
4	0.566	0.434	12	0.617	0.500
5	0.336	0.327	13	0.702	0.766
6	0.305	0.419	14	0.772	0.783
7	0.596	0.603	15	0.494	0.634
8	0.436	0.466	16	0.543	0.711

由综合评价指标值的方差分析结果(表 5)可知,转向机构内、外侧锁紧电压以及内、外侧步进电机转速对综合指标值均有显著影响($P<0.05$);由表 6 极差分析结果可知,空载时各因素对综合转向性能的影响效应表现为内侧步进电机转速>内侧锁紧电压>外侧步进电机转速>外侧锁紧电压;转向内、外侧最优参数分配为:内侧锁紧电压为 22 V、外侧为 20 V,内侧步进电机转速为 180 r/min、外侧为 170 r/min。额定载荷加载时各因素对综合转向性能的影响效应表现为内侧锁紧电压>内侧步进电机

转速>外侧锁紧电压>外侧步进电机转速;转向内、为 22 V,内侧步进电机转速为 180 r/min、外侧为外侧最优参数分配为:内侧锁紧电压为 24 V、外侧 170 r/min。

表 5 柔性底盘转向性能正交试验综合评价指标值的方差分析

Table 5 Variance analysis for comprehensive evaluation index value of flexible chassis steering performance orthogonal test				
来源 Sources	空载 No load		加载 Load	
	F	P	F	P
X ₁	208.737	0.000 6	283.194	0.000 4
X ₂	10.455	0.042 6	33.847	0.008 2
X ₃	209.022	0.000 6	116.504	0.001 3
X ₄	22.712	0.014 5	17.579	0.020 9

表 6 柔性底盘转向性能正交试验综合评价指标值的极差分析

Table 6 Range analysis for comprehensive evaluation index value of flexible chassis steering performance orthogonal test								
来源 Sources	空载 No load				加载 Load			
	X ₁	X ₂	X ₃	X ₄	X ₁	X ₂	X ₃	X ₄
k ₁	0.455	0.508	0.425	0.578	0.402	0.509	0.538	0.553
k ₂	0.419	0.576	0.451	0.506	0.454	0.576	0.430	0.547
k ₃	0.671	0.547	0.612	0.580	0.664	0.631	0.613	0.617
k ₄	0.628	0.541	0.684	0.509	0.724	0.528	0.661	0.526
R	0.252	0.068	0.259	0.074	0.322	0.121	0.231	0.091

利用 SPSS 软件,对综合评价指标值与各因素进行回归分析,得到空载时各因素与柔性底盘纵向驱动力(F_X)、横向驱动力(F_Y)、转角相对误差(E_R)3 个指标值间的回归方程为:

$$0.002\ 8X_3+0.002\ 9X_4(R2=0.935\ 3),$$

(16)

$$F_Y=-0.915+0.027\ 0X_1+0.014\ 5X_2+0.001\ 8X_3+0.000\ 58X_4(R2=0.925\ 4),$$

(17)

$$E_R=-52.11-12.279X_1+2.149X_3+0.025\ 3X_1X_3+0.008\ 3X_2X_3+0.035\ 5X_2X_4-0.004\ 23X_3X_4-0.098\ 3X_1^2+0.133X_2^2-0.006\ 61X_3^2(R^2=0.711\ 9).$$

(18)

$$F_X=-1.006+0.014\ 3X_1+0.012\ 2X_2+0.002\ 54X_3+0.001\ 92X_4(R^2=0.923\ 6),$$

(13)

$$F_Y=-0.682+0.011\ 4X_1+0.012\ 6X_2+0.001\ 92X_3+0.000\ 9X_4(R^2=0.748\ 9),$$

(14)

$$E_R=-84.123+5.279X_1-13.492X_2+2.047X_3+0.018\ 6X_1X_3+0.051\ 5X_2X_4-0.006\ 11X_3X_4-0.200X_1^2+0.131X_2^2-0.004\ 44X_3^2(R^2=0.884\ 2).$$

(15)

同样,得到额定载荷时各因素与指标值间的回归方程为:

$$F_X=-1.488+0.030\ 1X_1+0.015\ 3X_2+$$

表 7 柔性底盘最优转向工作参数验证试验结果

Table 7 Results of flexible chassis optimal steering working parameters verification test								
工况 Conditions	组别 Group	因素 Factors				指标 Index		
		X ₁ /V	X ₂ /V	X ₃ /(r·min ⁻¹)	X ₃ /(r·min ⁻¹)	F _{Xmax} /kN	F _{Ymax} /kN	E _{Rmax} /%
空载 No load	模型计算值 Calculated value of model	22	20	180	170	0.335	0.321	4.16
	试验组 Experimental group	22	20	180	170	0.331	0.315	4.08
	对照组 Control group	22	22	160	160	0.322	0.312	5.22
加载 Load	模型计算值 Calculated value of model	24	22	180	170	0.537	0.475	3.82
	试验组 Experimental group	24	22	180	170	0.518	0.449	3.62
	对照组 Control group	22	22	160	160	0.497	0.442	4.89

表 7 表明,不论是空载还是加载情况下,试验组的纵、横向驱动力均大于对照组,且转角相对误差均

小于对照组;同时,模型计算值与试验组结果的最大相对误差为 5.47%;另外,空载时试验组所得结果与正交试验结果略有差异,可能是试验台的轻微抖动、轮胎与水平转盘间摩擦等随机干扰因素所致,但不影响试验结果的判断。总体来看,所得转向工作参数分配结果合理可靠。

4 结 论

1)理论分析了电动轮转速、载荷、锁紧电压以及转向电桥步进电机转速对柔性底盘偏置转向运动与动力性能的影响,表明电动轮转速、载荷及其交互作用对底盘综合转向性能均有显著影响,影响效应表现为电动轮转速>交互作用>载荷;电动轮转速在 120 r/min 左右时为最不利转速工况,此时综合转向指标存在最小值。

2)随锁紧电压、步进电机转速增大,柔性底盘转向时的纵、横向驱动力均有所增大;转角误差随锁紧电压上升先增大后减小,随步进电机转速的增大而增大,锁紧电压宜为 18~24 V,步进电机转速应为 150~180 r/min。

3)在最不利电动轮转速工况下,空载时转向机构内、外侧锁紧电压的最优工作参数分别为 22 和 20 V,步进电机转速分别为 180 和 170 r/min;额定载荷加载时,转向机构内、外侧锁紧电压的最优工作参数分别为 24 和 22 V,步进电机转速分别为 180 和 170 r/min。最优工作参数的验证试验表明,所得最优转向工作参数分配方案下的底盘转向性能优于现有转向参数分配方案。

〔参考文献〕

- [1] 谢 斌,武仲斌,毛恩荣.农业拖拉机关键技术发展现状与展望[J].农业机械学报,2018,49(8):1-17.
Xie B, Wu Z B, Mao E R. Development and prospect of key technologies on agricultural tractor [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(8): 1-17.
- [2] 罗锡文,廖 娟,胡 炼,等.提高农业机械化水平促进农业可持续发展[J].农业工程学报,2016,32(1):1-11.
Luo X W, Liao J, Hu L, et al. Improving agricultural mechanization level to promote agricultural sustainable development [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2016, 32(1): 1-11.
- [3] Bechar A, Vigneault C. Agricultural robots for field operations: concepts and components [J]. Biosystems Engineering, 2016, 149: 94-111.
- [4] 王元杰,刘永成,杨福增,等.温室微型遥控电动拖拉机的研制与试验[J].农业工程学报,2012,28(22):23-29.
Wang Y J, Liu Y C, Yang F Z, et al. Development and test of ti-

- ny remotely controlled electric tractor for greenhouses [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2012, 28(22): 23-29.
- [5] 管春松,胡 桢,陈永生,等.温室用小型电动拖拉机研究[J].中国农机化学报,2015,36(2):67-69,76.
Guan C S, Hu H, Chen Y S, et al. Study on small electric tractors for greenhouse [J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2015, 36(2): 67-69, 76.
 - [6] 邹福星,李建平,何相逸,等.电动自走式温室水体修复植物收获机设计与试验[J].农业机械学报,2016,47(6):61-66,82.
Zou F X, Li J P, He X Y, et al. Design and experiment of self-propelled water body restoration plants harvester [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(6): 61-66, 82.
 - [7] 谢 斌,张 超,陈 硕,等.双轮驱动电动拖拉机传动性能研究[J].农业机械学报,2015,46(6):8-13.
Xie B, Zhang C, Chen S, et al. Transmission performance of two-wheel drive electric tractor [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(6): 8-13.
 - [8] 武仲斌,谢 斌,迟瑞娟,等.基于滑率率的双电机双轴驱动车辆转矩协调分配[J].农业工程学报,2018,34(15):66-76.
Wu Z B, Xie B, Chi R J, et al. Active modulation of torque distribution for dual-motor front and rear-axle drive type electric vehicle based on slip ratio [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2018, 34(15): 66-76.
 - [9] 张铁民,黄 翰,黄鹏焕.电动轮式移动小车控制系统设计与试验[J].农业工程学报,2014,30(19):11-18.
Zhang T M, Huang H, Huang P H. Design and test of drive and control system for electric wheeled mobile car [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2014, 30(19): 11-18.
 - [10] Chen Y, Xie B, Mao E. Electric tractor motor drive control based on FPGA [J]. IFAC-Papers OnLine, 2016, 49(16): 271-276.
 - [11] 周华栋,鲁植雄,邓晓亭,等.四轮独立驱动电动拖拉机牵引作业转矩分配研究[J].南京农业大学学报,2018,41(5):962-970.
Zhou H D, Lu Z X, Deng X T, et al. Study on torque distribution of traction operation of four wheel independent driven electric tractor [J]. Journal of Nanjing Agricultural University, 2018, 41(5): 962-970.
 - [12] Wang L L, Zhao B, Fan J W, et al. Development of a tomato harvesting robot used in greenhouse [J]. International Journal of Agricultural and Biological Engineering, 2017, 10(4): 140-149.
 - [13] 商高高,张家俊.电动拖拉机驱动控制策略开发[J].中国农机化学报,2016,37(6):149-153,279.
Shang G G, Zhang J J. Development of electric tractor power-train control strategy [J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2016, 37(6): 149-153, 279.
 - [14] Tabile R A, Godoy E P, Pereira R R D, et al. Design of the

- mechatronic architecture of an agricultural mobile robot [J]. IFAC Proceedings Volumes, 2010, 43(18): 717-724.
- [15] Gat G, Gan-Mor S, Degani A. Stable and robust vehicle steering control using an overhead guide in greenhouse tasks [J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2016, 121: 234-244.
- [16] 路 敌, 郭康权. 柔性底盘的转向运动模型 [J]. 农机化研究, 2011, 33(4): 219-222.
- Lu D, Guo K Q. Divertical motion model of flexible chassis [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2011, 33(4): 219-222.
- [17] 西北农林科技大学. 一种车辆辅助转向装置: 中国, 2007-100176441 [P]. 2007-09-05.
- Northwest A&F University. A kind of vehicle auxiliary steering device: China, 2007100176441 [P]. 2007-09-05.
- [18] 宋树杰. 农用柔性底盘的运动特性与控制策略研究 [D]. 陕西杨凌: 西北农林科技大学, 2017.
- Song S J. Research on kinematical features and control strategy of agricultural flexible chassis [D]. Yangling, Shaanxi: Northwest A&F University, 2017.
- [19] 李翊宁, 郭康权, 陈文强, 等. 农用车柔性底盘姿态切换参数对切换精度与时间的影响及其优化 [J]. 农业工程学报, 2019, 35(5): 51-61.
- Li Y N, Guo K Q, Chen W Q, et al. Effects of attitude switching parameters on switching precision and time of flexible chassis of agricultural vehicle and its optimization [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2019, 35(5): 51-61.
- [20] 路 敌. 温室作业机的柔性底盘及其控制系统的研究与开发 [D]. 陕西杨凌: 西北农林科技大学, 2011.
- Lu D. Research and development for flexible chassis and its control system of conservatory work machines [D]. Yangling, Shaanxi: Northwest A&F University, 2011.
- [21] 瞿济伟, 郭康权, 高 华, 等. 基于 PWM 信号的农用柔性底盘驱动与转向协同控制特性试验 [J]. 农业工程学报, 2018, 34(7): 75-81.
- Qu J W, Guo K Q, Gao H, et al. Experiments on collaborative characteristics of driving and steering for agricultural flexible chassis based on PWM signal [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2018, 34(7): 75-81.
- [22] 宋树杰, 李翊宁, 瞿济伟, 等. 柔性底盘性能检测试验台设计与应用 [J]. 农业机械学报, 2016, 47(2): 77-83.
- Song S J, Li Y N, Qu J W, et al. Development and application of test bench for flexible chassis [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(2): 77-83.
- [23] Song S J, Guo K Q. Automatic tracking steering system for off-centered flexible chassis steering axis based on fuzzy-PI composite control [J]. Journal of Intelligent & Fuzzy Systems, 2018, 35: 187-195.
- [24] Song S J, Li Y N, Qu J W, et al. Design and test of flexible chassis automatic tracking steering system [J]. International Journal of Agricultural & Biological Engineering, 2017, 10(5): 45-54.
- [25] 谭建成. 永磁无刷直流电机技术 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2013.
- Tan J C. Permanent magnet brushless DC motor technology [M]. Beijing: China Machine Press, 2013.
- [26] 宋树杰, 瞿济伟, 李翊宁, 等. 农用车底盘偏置转向轴驱动轮运动与动力特性试验 [J]. 农业工程学报, 2015, 31(23): 28-34.
- Song S J, Qu J W, Li Y N, et al. Experiment on movement and dynamic property of driving wheel with offset steering shaft for agricultural vehicle [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2015, 31(23): 28-34.
- [27] 瞿济伟, 郭康权, 李翊宁, 等. 农用柔性底盘模式切换控制参数试验与优化 [J]. 农业机械学报, 2018, 49(9): 346-352.
- Qu J W, Guo K Q, Li Y N, et al. Experiment and optimization of mode switching controlling parameters for agricultural flexible chassis [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(9): 346-352.
- [28] 苏为华. 综合评价学 [M]. 北京: 中国市场出版社, 2005.
- Su W H. Comprehensive evaluation [M]. Beijing: The Chinese Market Press, 2005.