doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.07.018

履带式联合收获机差逆转向机构设计与试验

李耀明　陈劲松　梁振伟　马　翔　姜晓春
(江苏大学现代农业装备与技术教育部重点实验室,镇江 212013)

摘要:为减小履带式联合收获机在田间连续转向时对土壤产生的剪切破坏,增加整机在田间转向时的灵活性,提高作业效率,设计了一种差逆转向机构,可以实现差逆转向、切边转向和单边制动转向。在对差逆机构转向特性进行理论分析的基础上,应用 RecurDyn 软件对其进行了不同工况下的动力学仿真,并将试制的差逆转向机构安装在履带式联合收获机上,在水泥地面及水稻田条件下进行转向性能试验。试验结果表明,在相同转向模式下,即近似相等的转向半径及转向角速度情况下,水稻田差逆转向半轴输出扭矩最大,达到 5 668.2 N·m,远大于水泥地差逆转向的扭矩 2 268.2 N·m,同时在 3 种转向模式中,差逆转向所要克服的阻力矩最大。在驱动轮输出转速75 r/min工况下,水泥地面中,差逆转向为 0.610 rad/s;水稻田中,差逆转向为 0.592 rad/s,较单边制动转向分别提高 87.7% 和 88.5%;水稻田地差逆转向的最小转向半径的平均值为 0.098 m,水泥地最小转向半径的平均值为 0.082 m,转向占用面积显著减小;切边转向的角速度小且平稳,有助于对方向进行微调。该差逆转向机构使联合收获机的行走转向性能显著提高。

关键词:联合收获机;差逆转向;动力学仿真;试验
中图分类号:S225.3;S219.032.3　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2016)07-0127-08

Design and Experiment of Differential Steering Mechanism for Track Combine Harvester

Li Yaoming　Chen Jinsong　Liang Zhenwei　Ma Xiang　Jiang Xiaochun
(*Key Laboratory of Modern Agricultural Equipment and Technology*, *Ministry of Education*, *Jiangsu University*, *Zhenjiang* 212013, *China*)

Abstract: In order to solve the shearing damage caused by the track combine harvester continuous steering in the field, increasing the steering flexibility of vehicle, and improving operation efficiency, the driving performance simulation test of a pivot steering mechanism at the flat hard pavement and heavy clay was conducted. In the test, the multi-body dynamics model of the combine harvester was established in RecurDyn software, and the movement state was obtained, including steering angular velocity, steering angular acceleration, steering radius and output torque. On this basis, the new type pivot steering mechanism and the walking performance test harvester were trial-produced, and a large number of experiments were carried out. Test results show that, under the same steering mode condition, the differential steering output torque in paddy field is maximum, up to 5 668.2 N·m, much larger than that at the concrete floor, which is 2 268.2 N·m, at the same time, the differential steering output torque is the biggest of the three steering modes. As the rotate speed of the driving wheel is 75 r/min, the angular velocity at the concrete floor is 0.610 rad/s, and that of the paddy field is 0.592 rad/s, which are improved by 87.7% and 88.5% separately; the minimum steering radius in the paddy field is 0.098 m, and that of the concrete floor is 0.082 m, which decrese the steering occupied area significately. The proposed differential steering mechanism improves the walking performance of the combine harvester greatly.

Key words: combine harvester; differential steering; dynamics simulation; experiment

收稿日期:2016-01-25　修回日期:2016-03-14
基金项目:国家自然科学基金面上项目(51375214)和江苏省科技成果转化专项资金项目(BA2014062)
作者简介:李耀明(1959—),男,教授,博士生导师,主要从事现代农业机械设计及理论研究,E-mail:ymli@ujs.edu.cn

引言

联合收获是机械化收获中效率最高、经济性最好的一种方法,也是我国水稻机械化收获的主要方式。目前我国南方水稻收获机械主要以履带式联合收获机为主。随着水稻单产量的提高和用户对作业效率要求的不断提高,现有履带式联合收获机的整机质量、履带幅宽和接地长度都不断增大,使得采用传统单边制动方式进行转向的履带式联合收获机在土质黏重的水稻田间作业时,制动侧履带土壤雍积更加严重,转向阻力急剧增加,增加了转向时间和操作强度,且转向占用面积较大[1-5]。另一方面,实际使用履带式联合收获机进行收获作业时,需要通过频繁的制动对行进方向进行微调,这对制动摩擦片也带来损害,影响了作业的流畅性,增加了整机的故障率和驾驶员的操作强度。

近年来,很多学者对履带式联合收获机的转向机构进行了研究。但还是存在结构复杂、转向功能单一、操作强度大等问题[6-10],与联合收获机实际应用还有距离。

差速器结构因具有转向灵活、对土壤剪切破坏小的特点,在工程机械中使用广泛。为解决上述传统转向机构在现有联合收获机上应用时存在的问题,设计一种可以差逆转向、切边转向及单边制动转向 3 种转向模式的差逆转向机构,并对该转向机构的转向特性进行理论分析,研制该差逆转向机构的行走性能检测试验车,并进行不同地面条件下的性能试验。

1 差逆转向机构设计

1.1 转向特性理论分析

当中央差速器齿圈不受力时,两侧两股动力流是互相独立的,中央差速器中的行星齿轮类似于等臂杠杆,一旦中央差速器齿圈被抱死,差速器齿轮上的行星轮就会起作用,此时切断一侧动力,另一侧动力流经过行星齿轮的作用反向加载到一侧,使左右两侧实现等速反向的差逆运转。

图 1 所示为差逆转向机构的运动分析图[11],以差速机构为研究对象(以右转向为例)。

速度方程满足

$$\omega_{r0} = \omega_0 - \omega_{d0} \tag{1}$$

$$\omega_{r2} = \omega_2 - \omega_{d2} = \omega_2 - 2\omega_{d0} \tag{2}$$

又根据分析图中相似三角几何原理,满足

$$\frac{\omega_{r0}}{R} = \frac{\omega_{r2}}{R - \frac{b}{2}} \tag{3}$$

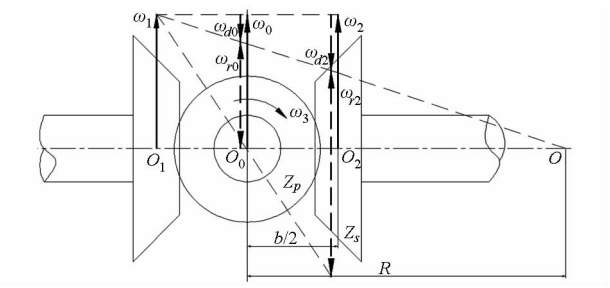

图 1 差逆转向机构运动学分析图

Fig. 1 Kinetic analysis of differential steering mechanism

整理可得

$$R = \frac{\omega_{r0}}{\omega_{r0} - \omega_{r2}} \frac{b}{2} \tag{4}$$

令 $K = \dfrac{\omega_{r0}}{\omega_{r2}}$,则可得

$$R = \frac{K}{K-1} \frac{b}{2} \tag{5}$$

式中 ω_2——左、右半轴锥齿轮绕 O_1O_2 轴旋转的角速度,m/s

ω_0——中央差速器齿圈绕 O_1O_2 轴旋转的角速度,m/s

ω_{d0}——中央差速器齿圈变慢,轴心相对于左半轴锥齿轮向后旋转的角速度,m/s

ω_{d2}——右半轴锥齿轮变慢,轴心相对于左半轴锥齿轮向后旋转的角速度,m/s

ω_{r0}——中央差速器齿轮的绝对角速度,m/s

ω_{r2}——右半轴锥齿轮的绝对角速度,m/s

b——左、右半轴锥齿轮中心 O_1O_2 距离,mm

R——中央差速器中心点转向半径,mm

当左、右半轴锥齿轮分别以相等的角速度 ω_1、ω_2 驱动中央差速器齿圈,行星齿轮没有绕轴心 O_0 转动,此时整机直行。

转向都是在直行的基础上进行。当右侧动力切断,利用地面的阻力使得右侧半轴锥齿轮的角速度下降 ω_{d2},即 $K > 1$ 时,就可以实现机器切边转向。由式(5)得

$$R = \frac{K}{K-1} \frac{b}{2} = \left(1 + \frac{1}{K-1}\right) \frac{b}{2} > b \tag{6}$$

当右侧动力切断,利用制动摩擦片制动右侧半轴锥齿轮的角速度 ω_{r2},使 ω_{r2} 下降 ω_{d2} 至 0,即 $K = \infty$ 时,实现机器单边制动转向。由式(5)得

$$R = \left(1 + \frac{1}{K-1}\right) \frac{b}{2} = \frac{b}{2} \tag{7}$$

当右侧动力切断,利用制动摩擦片制动中央差速器齿圈的角速度 ω_{r0},使 ω_{r0} 下降至 0,即 $K = 0$ 时,实现机器差逆转向。由式(5)得

$$R = \frac{K}{K-1} \frac{b}{2} = 0 \tag{8}$$

1.2　基本结构与原理

在分析国内外现有履带车辆转向机构的基础上，设计出一种新型的差逆转向机构，用于履带式联合收获机，如图 2 所示。该转向机构可实现单边制动转向、切边转向和差逆转向 3 种不同的转向模式，以适应田间作业的不同行走要求。

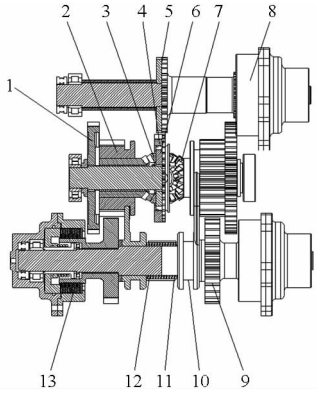

图 2　差逆转向机构装配图

Fig. 2　Assembly drawing of differential steering mechanism

1. 动力输入齿轮　2. 动力输出齿轮　3. 行星齿轮　4. 中央齿圈　5. 差逆转向制动齿轮　6. 行星齿轮轴　7. 差逆半轴齿轮　8. 差逆转向摩擦片制动器　9. 单边制动转向制动齿轮　10. 拨叉　11. 复位弹簧　12. 限位环　13. 单边制动转向液压摩擦片式制动器

在工作过程中，先控制拨叉实现转向内侧动力切断，再配合相应的液压摩擦片式制动器的操作，制动动力输出齿轮可实现单边制动转向，不制动动力输出齿轮，利用地面阻力，可实现切边转向；同理，制动中央齿圈可利用差速原理实现两侧履带输出等速反向转速的差逆转向（理论上转向半径 $R=0$）。

2　差逆转向机构动力学仿真

本文调用 RecurDyn/Track（LM）低机动性履带包模块进行动力学仿真试验，验证 3 种不同转向模式是否可行。其中低速履带行走模块适合于农业机械等重型装备的仿真试验[12-17]。

2.1　建立三维仿真模型

建立左、右两个履带子系统，每个履带系统包括 1 个驱动轮、6 个承重轮、1 个托带轮、1 个张紧轮及张紧装置、54 节履带板，履带板宽为 550 mm，导入整机背包，并定义整机质量 5.5 t。

建立转向机构模型，包括 5 级直线传动部分的 10 个直齿轮啮合，转向部分的 4 个直齿轮副和 8 个锥齿轮齿轮副。定义模型 X 正方向为整机前进方向，Y 正方向为重力方向，Z 正方向为整机前行右转方向；行走部分 X 方向距离为 3 600 mm，Z 方向的距离为 2 400 mm。

图 3 所示为差逆转向机构的三维仿真模型行走底盘。该模型能仿真联合收获机各种转向模式在不同转向半径下的整机动力学特性。

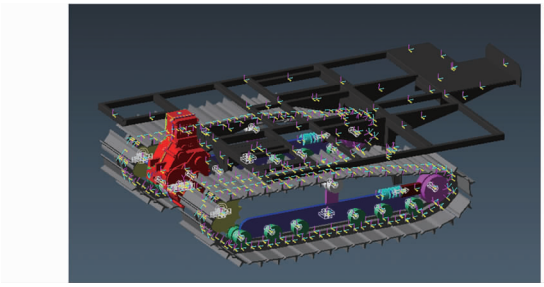

图 3　差逆转向机构仿真模型底盘部分

Fig. 3　Chassis of simulation model of differential steering mechanism

2.2　添加约束

定义三维模型各部件之间的运动关系，定义没有相互运动关系的两个部件之间为 Fixed，相互旋转运动关系的两个部件之间为 Revolute。重要定义项：中央差速器齿圈与机架定义为 Revolute，半轴锥齿轮与机架定义为 Revolute，行星锥齿轮与中央差速器齿圈定义为 Revolute。

定义转向机构齿轮的接触面，使用 Facesurf 命令将互相啮合的齿轮接触面提取整合，再使用 Contact 命令中的 Extended Surface to Surface 进行齿面接触约束定义。

2.3　地面属性设置

利用 RecurDyn 中提供的 2 种土壤模型设置地面模型：通过一般接触力来建立平坦硬地面模型，及基于贝克理论建立重黏土软地面模型。平坦硬地面特征参数如表 1 所示，重黏土软地面特征参数如表 2 所示。

表 1　平坦硬地面特征参数

Tab. 1　Hard pavement parameters

参数	数值
地面刚度 k/(N·m^{-n})	1.0×10^{4}
地面阻尼系数 c/(N·s·m^{-1})	10
变形指数 n	2.0
静摩擦因数 μ_s	0.9
动摩擦因数 μ_d	0.7
最大摩擦速度 v_{max}/(m·s^{-1})	1.0

表 2　重黏土软地面特征参数

Tab. 2　Heavy soil parameters

参数	数值
土壤内聚变形模量 k_c/(N·m$^{-(n_s+1)}$)	5.173 7
土壤内摩擦变形模量 k_Ψ/(N·m$^{-(n_s+2)}$)	0.633 86
土壤变形指数 n_s	0.13
内聚力 c_i/kPa	6.895×10^{-2}
剪切阻力角/(°)	34
剪切变形模数 k_s	25
下沉比率	0.05

2.4 定义边界条件

左、右半轴锥齿轮以及中央差速器齿圈处的运动控制,通过定义 Motion 来实现。设定 Motion1 为输入驱动,选择 Velocity(time)输入形式;设定 Motion2 为 0,则可以模拟完全制动的运动情况。

2.5 动力学仿真结果

利用上述模型以向右转向为例进行 2 组仿真试验。A 组试验为在相同输入转速下,研究差逆转向机构在硬地面和重黏土地面 2 种不同地面状况下,车体在差逆转向模式下,转向角速度、转向角加速度、输出扭矩和最小转向半径输出情况;B 组试验为在重黏土软地面条件下,对比 3 种转向模式的车体转向角速度及半轴扭矩输出情况。

A 组试验以差逆转向为研究对象,定义左侧履带为驱动输入侧,设置驱动输入 Motion1 的表达式为 STEP(Time,0,0,2,5.3),即表示在 0 ~ 2 s 的时间内,转速从 0 加速至 5.3 rad/s;定义中央齿圈为制动状态,设置制动输入 Motion2 的表达式为 STEP(Time,0,0,0,0),即对应的转速一直保持为零。可获得车辆在 2 种不同地面条件下的转向角速度、转向角加速度、左半轴输出扭矩和 Z 方向偏移距离的时域变化曲线。

B 组试验以 3 种转向模式为研究对象,驱动输入为 5.3 rad/s,选择重黏土地面为试验条件,对比得到车体在 3 种不同转向模式下的转向角速度和左半轴输出扭矩的时域变化曲线。

由图 4a、4b 可见,车辆在硬地差逆转向时车体角速度为 0.62 rad/s,大于在软地转向角速度,且角速度和角加速度波动小,转向过程比较平稳,而软地转向角速度和角加速度幅值波动大,显然软地转向比硬地转向稳定性要差。

由图 4c 可见,车辆在软地差逆转向,半轴输出扭矩约为 5 500 N·m,大于硬地转向输出扭矩,表明在软地转向所要克服的转向阻力矩更大,因此在软地转向消耗的功率也更大。

由图 4d 可见,仿真计算过程中考虑了履带与土壤之间的滑转滑移工况,整车原地转向一周后质心在 Z 方向较初始质心位置产生明显的偏移,即为差逆转向的转向半径;试验中硬地转向一周耗时 12 s,此时 Z 方向偏移距离约为 80 mm,软地转向一周耗时 17 s,偏移距离约为 120 mm,软地差逆转向滑转滑移更明显,最小转向半径更大。

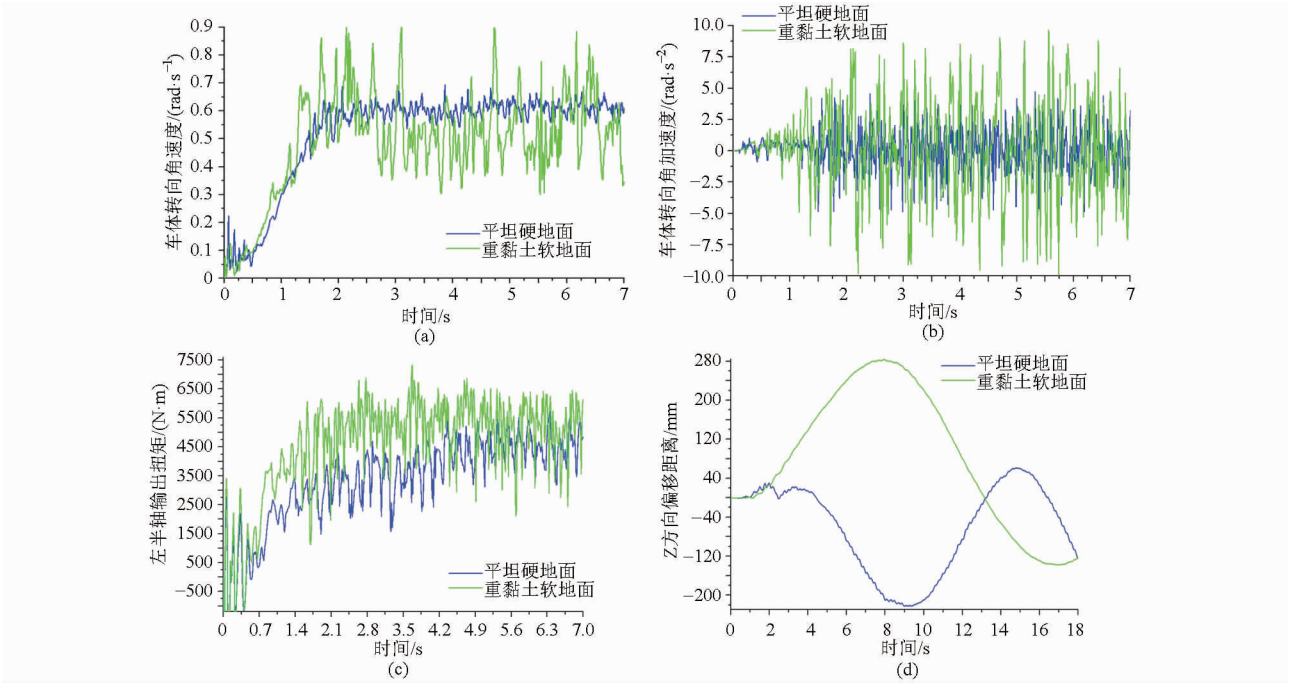

图 4 A 组仿真试验结果

Fig. 4 Simulation results of group A

由图 5a 可见,差逆转向角速度约为 0.58 rad/s,远大于单边制动模式下的 0.28 rad/s,转向效率显著提高;切边转向模式下,转向角速度平均值约为 0.19 rad/s,适合对方向进行平稳微调。在差逆转向时,车辆转向角速度的波动最大,最不稳定。

由图 5b 可见,在左半轴扭矩输出方面,差逆转向模式下,左半轴输出扭矩最大,平均约为 5 600 N·m,同时切边转向模式下输出扭矩最小,仅为 2 500 N·m,3 种转向模式中,原地转向消耗的功率最大。

上述仿真试验结果表明,该差逆转向机构可完全实现 3 种不同的转向模式,且转向性能符合设计要求。其中差逆转向的硬地最小转向半径为

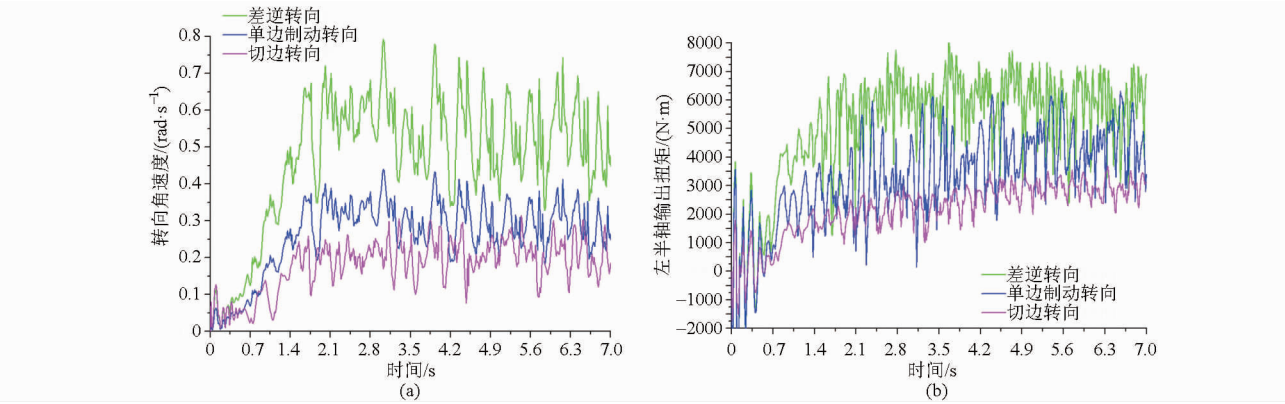

图 5　B 组仿真试验结果

Fig. 5　Simulation results of group B

80 mm，软地最小转向半径为 120 mm；且转向角速度显著增大，能提高作业效率；在切边转向过程中，转向角速度最小且保持稳定，能够实现方向的微调，降低作业强度。

3　田间试验

3.1　试验车

3.1.1　差逆转向机构

试制过程中选择木模进行开模，再由三轴式数控车床对箱体毛胚进行精铣和精镗，以确保两半箱体结合平面的平面度和轴承孔的同轴度。内部啮合齿轮以及轴均经过淬火和表面渗碳处理，以增加齿轮表面强度，图 6 所示为试制的差逆转向机构。

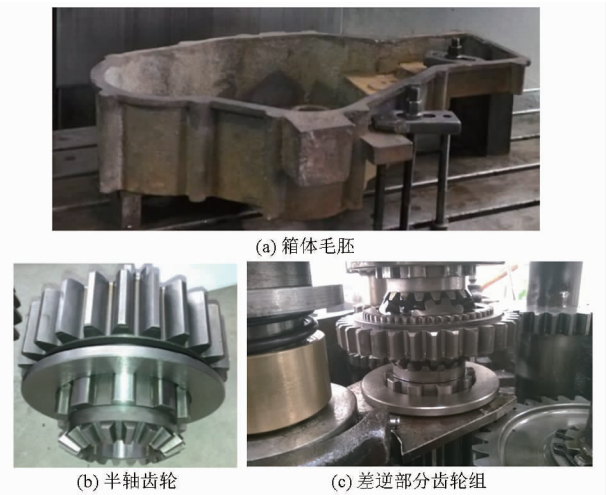

图 6　差逆转向机构试制过程

Fig. 6　Trial process of the differential steering mechanism

3.1.2　试验测试方法

采用 5905 测试系统对左右输出半轴进行扭矩/转速测试。在左右两根输出半轴上各贴上 4 片应变片（型号 BF120），基本参数如表 3 所示。

表 3　应变片基本参数

Tab. 3　Basic parameters of strain gauge

参数	数值
电阻/Ω	120
基底尺寸/(mm × mm)	6.6 × 3.4
丝栅尺寸/(mm × mm)	3.0 × 2.44
电阻对标称值的公差/Ω	±3
电阻对平均值的公差/Ω	≤0.5
灵敏系数	2.10
灵敏系数分散/%	≤ ±1
室温应变极限/(μm·m⁻¹)	20 000
机械滞后/(μm·m⁻¹)	1.2
室温绝缘电阻/MΩ	10 000

如图 7 所示，应变片采用双横八字布置，采用全桥连接电路，标定之后与 5905 扭矩/转速测试系统的采集模块相连，再经无线路由器 D-link 将数据传输至计算机采集软件，实现对试验样机扭矩和转速的实时监测[18-19]。

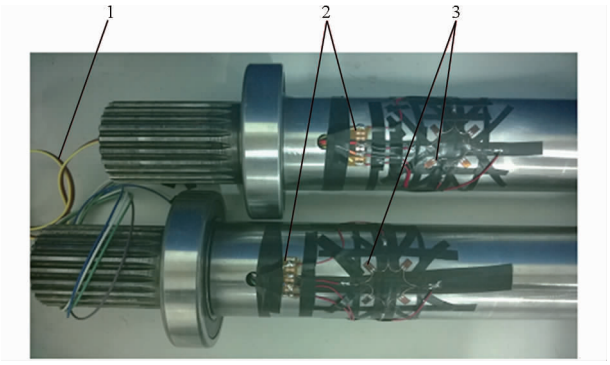

图 7　半轴应变片布置

Fig. 7　Arrangement of strain gauges on half-shaft

1. 外接引线　2. 接线端子　3. 金属应变片

3.1.3　电液操纵系统

该原地转向机构的方向操纵杆只是实现动力的切断；后续需要对相应的液压摩擦片式制动器进行操作，以实现不同的转向模式；故在设计中加入电动开关、行程触发开关和液压电磁阀形成逻辑电路，对

差速转向机构进行操纵控制,图 8 所示为液压电磁阀控制电路。其中,SB1、SB2 为左、右转向电磁阀点动开关,SQ1、SQ3 为左转向先导行程开关,SQ2、SQ4 为右转向先导行程开关,KA1 为向左单边制动转向控制电磁阀,KA2 为向右单边制动转向控制电磁阀,KA3 为差逆原地转向控制电磁阀。

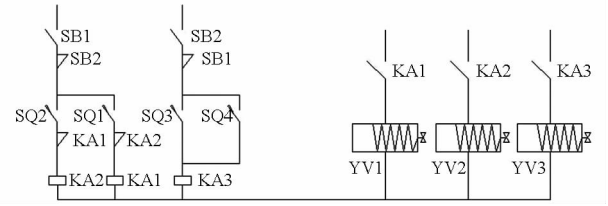

图 8 液压电磁阀控制电路

Fig. 8 Solenoid valve control circuit

该电路可以实现对 KA1、KA2、KA3 电磁阀的精确控制,当 KA1 或 KA2 被接通可实现左、右单边制动转向,KA3 被接通可实现左、右差逆转向,电磁阀都不被接通,可实现左、右切边转向。

3.1.4 试验车参数

试验中,差逆转向机构以及扭矩/转速测试系统安装于斜置切纵流履带式联合收获机样机上,如图 9 所示。

图 9 试验车

Fig. 9 Test vehicle

其主要参数如下:整机质量 M = 5 035 kg,转向机构最低点离地高 h = 690 mm,履带中心距 B = 1 360 mm,履带接地长 L = 1 960 mm,履带宽度 t = 550 mm,履带履齿节距 P = 90 mm,履带节数 N = 60 节,驱动轮半径 r = 130 mm。

3.2 行走性能试验

3.2.1 转向性能试验

试验中,试验车在水泥地和水稻田里分别进行了直线行走和 3 种转向模式下的转向试验。为了获知输出扭矩和角速度与转向半径的关系,在切边转向模式下对转弯半径差异较大的 2 组数据进行了采集。由于在切边转向模式下,转向半径是无法预知的,故此时采取先操作后量取的方式得到转向半径,半径测量方法参照文献[20]。试验中车辆行走速度稳定为 1 m/s(n = 75 r/min),如图 10 所示。

图 10 行走性能试验现场图

Fig. 10 Experiment site of walking performance test

试验车在水泥地面向右转向的扭矩和角速度试验结果如表 4 所示,直线行驶时,前进速度为 1.12 m/s,左半轴输出扭矩为 368.2 N·m;在水稻田地面向右转向的扭矩和角速度试验结果如表 5 所示,直线行驶时,前进速度为 1.03 m/s,左半轴输出扭矩为 920.2 N·m。

表 4 水泥地转向的扭矩和角速度试验结果

Tab. 4 Experiment results of torque and angular velocity under cement condition

转向半径 R/m	转向类型	左半轴输出扭矩 M_L/(N·m)	角速度 ω/(rad·s^{-1})
11.5	切边转向	895.6	0.032
6.12	切边转向	1 018.5	0.154
0.75	单边制动	1 296.6	0.325
0.085	差逆转向	2 268.2	0.610

表 5 水稻田地转向的扭矩和角速度试验结果

Tab. 5 Experiment results of torque and angular velocity under paddy field condition

转向半径 R/m	转向类型	左半轴输出扭矩 M_L/(N·m)	角速度 ω/(rad·s^{-1})
9.25	切边转向	2 238.6	0.054
3.72	切边转向	2 542.8	0.235
0.86	单边制动	3 491.5	0.314
0.096	差逆转向	5 668.2	0.592

由表 4、5 可见,该差逆转向机构的左半轴输出扭矩随转向半径的减小而增大,且在水稻田差逆转向半轴输出扭矩最大(5 668.2 N·m),远大于水泥地差逆转向的扭矩(2 268.2 N·m);同时也远大于单边制动转向半轴输出的扭矩,表明差逆转向所克服的阻力矩远大于单边制动。其次,转向角速度随转向半径的减小而增大,差逆转向角速度(0.592 rad/s)约为单边制动转向的 2 倍,转向效率明显提高。

3.2.2 最小转向半径试验

试验中,分别选取了水泥地面和水稻田地面作为试验路面,分别选取驱动轮输出转速为 52、75、

110 r/min，图 11 所示为不同路面下中心差逆转向履带轨迹图。

图 11　不同路面履带轨迹图

Fig. 11　Tracks at different pavements

表 6 所示为试验车在水泥地最小转向半径的测量结果，表 7 所示为试验车在水稻田地最小转向半径的测量结果。

表 6　水泥地最小转向半径的测量结果

Tab. 6　Measurement result of minimum steering radius under cement condition　m

序号	转向角速度 ω/(rad·s^{-1})		
	3.6	5.3	7.2
1	0.085	0.075	0.090
2	0.079	0.088	0.082
3	0.082	0.083	0.078
平均值		0.082	

表 7　水稻田地最小转向半径的测量结果

Tab. 7　Measurement result of minimum steering radius under paddy field condition　m

序号	转向角速度 ω/(rad·s^{-1})		
	3.6	5.3	7.2
1	0.085	0.097	0.105
2	0.098	0.110	0.095
3	0.096	0.095	0.098
平均值		0.098	

由表 6、7 可见，差逆转向过程中，两侧履带正反等速转动，由于两侧履带的滑转、滑移不同，转向半径并不等于零，但远小于传统转向方式。水泥地最小转向半径为 0.082 m，水稻田地最小转向半径为 0.098 m。

3.2.3　讨论

结合仿真试验和性能试验可知，仿真试验与性能试验结果趋势吻合度较高。差逆转向转向角速度大，转向效率高，但转向过程中稳定性较差，消耗功率也相应更大，切边转向在转向过程中，转向角速度小且平稳，故从动力学性能方面考虑，建议在慢速条件或者收获机脱粒清选等工作部件空载的情况下使用差逆转向模式；在收获作物时，因跑偏而需要对方向进行微调纠偏时，适宜使用切边转向模式。

仿真试验与性能试验结果在数值上存在一些差异，转向角速度的仿真数值约为试验数值的 86% ~ 97%。水稻田地最小转向半径的实际试验数值为 0.098 m，约为仿真数值的 81.6%。这是由于仿真模型中重黏土的路面参数设置，导致仿真试验转向过程中的滑移、滑转更明显，有更多的下陷和俯仰姿态的出现，而实际转向中，滑移、滑转没有这么明显，故转向更快，而且最小转向半径更小。

4　结论

（1）在 RecurDyn 环境下得到的转向角速度为田间试验数值的 86% ~97%，水稻田地最小转向半径的仿真结果为试验数值的 122.54%，水泥地最小转向半径的仿真结果为试验数值的 97.6%，表明该动力学仿真模型是可行的。

（2）试验结果表明，该差逆转向机构性能良好。传统单边制动转向的角速度为 0.314 rad/s，差逆转向的角速度为 0.592 rad/s，提高了 88.5%，差逆转向的田间最小转向半径的平均值为 0.098 m，转向占用田头面积显著减小；切边转向角速度小，且转向平稳，不损伤制动摩擦片。

（3）该差逆转向机构能适应联合收获机收获作业的不同行走要求，差逆转向和切边转向能大大提高收获效率；但提出差逆转向在慢速条件或者收获机脱粒清选等工作部件空载的情况下使用较为适宜；切边转向在收获作物时，因跑偏而需要对方向进行微调纠偏时使用较为适宜。本文为差逆转向结构在履带式收获机上的实际应用提供了理论与试验基础。

参　考　文　献

1　BODIN A. Development of a tracked vehicle to study the influence of vehicle parameter tractive performance in soft terrain[J]. Journal of Terramechanics, 1999, 36(3): 167 - 181.

2　王国强，程悦荪，孙海涛，等. 大型履带机械最佳履带宽度的探讨[J]. 农业机械学报，1997，28(2)：38 - 41.
WANG Guoqiang, CHENG Yuesun, SUN Haitao, et al. Probe into the optimum track width of large tracked machinery[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 1997, 28(2): 38 - 41. (in Chinese)

3　程军伟，高连华，王红岩，等. 履带车辆转向分析[J]. 兵工学报，2007，28(9)：1110 - 1115.
CHENG Junwei, GAO Lianhua, WANG Hongyan, et al. Analysis on the steering of tracked vehicles[J]. Acta Armamentarii, 2007, 28(9): 1110 - 1115. (in Chinese)

4 迟媛,蒋恩臣. 履带车辆转向时最大驱动力矩的计算[J]. 农业工程学报,2009,25(3):74 - 78.
CHI Yuan, JIANG Enchen. Method for calculating maximum tractive torque of tracked vehicle while steering[J]. Transactions of the CSAE, 2009, 25(3):74 - 78. (in Chinese)

5 MERHOF W,HACKBARTH E M. 履带车辆行驶力学[M]. 北京:国防工业出版社,1989:71 - 87.

6 曹付义,周志立,徐立友. 履带车辆液压机械差速转向参数优化[J]. 农业工程学报,2013,29(18):60 - 66.
CAO Fuyi, ZHOU Zhili, XU Liyou. Parameter optimization of hydro-mechanic differential turning system for tracked vehicle[J]. Transactions of the CSAE, 2013, 29(18):60 - 66. (in Chinese)

7 赵丁选,马铸,杨力夫,等. 工程车辆机械传动系统的动力学分析[J]. 中国机械工程,2001,12(8):948 - 950.
ZHAO Dingxuan, MA Zhu, YANG Lifu, et al. Analysis on the power for hydro dynamic-mechanical transmission system of vehicle [J]. China Mechanical Engineering, 2001, 12(8):948 - 950. (in Chinese)

8 蒋炜,郭宗和. 新型履带式机械差速转向机构分析[J]. 机械设计与研究,1995(4):32 - 33.

9 陈霓,王志明,陈德俊,等. 联合收获机原地转向变速器设计[J]. 农业机械学报,2013,44(6):84 - 87.
CHEN Ni, WANG Zhiming, CHEN Dejun, et al. Design of pivot steering transmission for combine harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(6):84 - 87. (in Chinese)

10 冯江,蒋亦元. 水稻联合收获机单边驱动原地转向机构的机理与性能试验[J]. 农业工程学报,2013,29(4): 30 - 35.
FENG Jiang, JIANG Yiyuan. Mechanism and performance test of pivot turning system with single driving for rice combine harvester[J]. Transactions of the CSAE, 2013, 29(4):30 - 35. (in Chinese)

11 罗恩志. 履带联收机原地转向性能的试验研究与功率分析[D]. 哈尔滨:东北农业大学,2013
LUO Enzhi. The experimental study and power analysis of the tracked combine harvester pivot steering performance[D]. Harbin: Northeast Agricultural University, 2013. (in Chinese)

12 RUBINSTEIN D, HITRON R. A detailed multi-body model for dynamic simulation of off-road tracked vehicle[J]. Journal of Terramechanics, 2004, 41(2 - 3): 163 - 173.

13 李波,张承宁,李军求. 基于 RecurDyn 和 Simulink 的电传动车辆转矩控制策略[J]. 农业机械学报,2009,40(7):1 - 5.
LI Bo, ZHANG Chengning, LI Junqiu. Torque control strategies based on RecurDyn and Simulink for electric drive tracked vehicle[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(7):1 - 5. (in Chinese)

14 卢进军,魏来生,赵韬硕. 基于 RecurDyn 的履带车辆启动加速过程滑转率仿真与试验研究[J]. 兵工学报,2009,30(10): 1281 - 1286.
LU Jinjun, WEI Laisheng, ZHAO Taoshuo. Experimental and simulation research of slip-ratio during star-up acceleration process of tracked vehicle based on RecurDyn[J]. Acta Armamentarii, 2009, 30(10):1281 - 1286. (in Chinese)

15 马星国,陈媛媛,刘兴婷,等. 基于多体动力学仿真的履带车辆转向性能分析[J]. 机械设计,2012,29(6):52 - 57.
MA Xingguo, CHEN Yuanyuan, LIU Xingting, et al. Steering performance analysis of tracked vehicles based on multi-body dynamics simulation[J]. Journal of Machine Design, 2012, 29(6):52 - 57. (in Chinese)

16 骆清国,司东亚,龚正波,等. 基于 RecurDyn 的履带车辆动力学仿真[J]. 车辆与动力技术,2011(4):26 - 28.
LUO Qingguo, SI Dongya, GONG Zhengbo, et al. Dynamic simulation of a tracked vehicle based on RecurDyn[J]. Vehicle & Power Technology, 2011(4):26 - 28. (in Chinese)

17 焦晓娟,张潜渭,彭斌彬. RecurDyn 多体系统优化仿真技术[M]. 北京:清华大学出版社,2010.

18 李耀明,叶晓飞,徐立章,等. 联合收割机行走半轴载荷测试系统构建与性能试验[J]. 农业工程学报,2013,29(6):35 - 41.
LI Yaoming, YE Xiaofei, XU Lizhang, et al. Construction and performance experiment of load test system for half axle of combine harvester[J]. Transactions of the CSAE, 2013, 29(6):35 - 41. (in Chinese)

19 方志强,高连华,王红岩,等. 履带车辆转向性能指标分析及实验研究[J]. 装甲兵工程学院学报,2005,19(4):47 - 50.
FANG Zhiqiang, GAO Lianhua, WANG Hongyan, et al. Indexes analysis and experimental research on the steering performance of tracked vehicles[J]. Journal of Academy of Armored Force Engineering, 2005, 19(4):47 - 50. (in Chinese)

20 迟媛,蒋恩臣. 履带车辆差速式转向机构性能试验[J]. 农业机械学报,2008,39(7):15 - 17.
CHI Yuan, JIANG Enchen. Performance tests on differential steering mechanism of tracked vehicle[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(7):15 - 17. (in Chinese)