

DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.10.005

# 铰接摆杆式大功率拖拉机原地转向仿真与实验\*

张广庆<sup>1</sup> 朱思洪<sup>1</sup> 李伟华<sup>2</sup> 肖鹏城<sup>2</sup> 陈强<sup>2</sup>

(1.南京农业大学工学院,南京 210031; 2.徐轮集团徐州凯尔机械有限公司,徐州 221000)

**【摘要】** 基于欧拉四元数,利用含拉格朗日乘子的增广矩阵法建立铰接式拖拉机12自由度原地转向多体动力学仿真模型。采用12个状态变量的状态方程对转向液压系统进行描述。运用Matlab对液压系统与空间多体动力学的联合仿真进行编程。并与铰接摆杆式拖拉机硬质路面上原地转向的实验结果进行了对比分析,验证了模型。通过实验与仿真研究,获得了拖拉机原地转向的动态特性,为铰接摆杆式拖拉机线控转向技术与自动驾驶技术提供了理论基础。

**关键词:** 大功率轮式拖拉机 铰接摆杆式 原地转向 仿真 试验

**中图分类号:** S219.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2012)10-0025-06

## Simulation and Experiment of In-situ Steering of Large Wheel Tractor with Hinge Swing Link

Zhang Guangqing<sup>1</sup> Zhu Sihong<sup>1</sup> Li Weihua<sup>2</sup> Xiao Pengcheng<sup>2</sup> Chen Qiang<sup>2</sup>

(1. College of Engineering, Nanjing Agricultural University, Nanjing 210031, China

2. Xuzhou KAT Machinery Co., Ltd., Xulun Group, Xuzhou 221000, China)

### Abstract

The multi-body system spatial model with 12-DOF concerning in-situ steering of the articulated tractor was set up with the augmented formulation based on Euler Four Parameters. The mathematical models of the hydraulic steering system of large wheel tractor were set up with state space method by 12 parameter varieties. The simulation programs of multi-body dynamics and hydraulic system were developed with help of Matlab software. In-situ experiments on rigid road were carried out, and the steering multi-body system model was validated by the experimental results. Dynamic characteristics of in-situ steering of the tractor were obtained, and it will be beneficial to the subsequent research on the steering by wire system and automatic driving technology of this type tractor.

**Key words** Large wheel tractor, Hinge swing link, In-situ steering, Simulation, Experiment

### 引言

铰接摆杆式转向摆动装置在大功率轮式拖拉机上应用广泛<sup>[1-4]</sup>。为便于机构参数优化,考察这种空间闭环机构能否满足转向要求及对凸凹不平农田轨迹的适应性,与传统简化等效建模不同<sup>[5-6]</sup>,采用反映构件空间约束的实体建模。这种结构与已作深入研究的铰接式装载机和大型铰接式运输车采用的

开环转向机构在形式上有着较大差别<sup>[7-8]</sup>,铰接式装载机采用前后车架铰接、后桥摆动结构,大型铰接式运输车多采用铰接摆环式结构。

在铰接车辆转向控制上,全液压流量放大转向系统是常采用的转向控制形式。本文对某大功率轮式拖拉机在平直水泥路面的原地转向进行数学建模与仿真,并与实验进行对比分析,获得转向摆动装置的转向特点。

收稿日期:2012-04-19 修回日期:2012-05-15

\*江苏省科技成果转化专项资金资助项目(BA2010055)

作者简介:张广庆,博士生,主要从事车辆振动研究,E-mail:yulusu\_2000@163.com

通讯作者:朱思洪,教授,博士生导师,主要从事车辆振动研究,E-mail:zhushihong@njau.edu.cn

## 1 模型构建

### 1.1 转向液压系统建模

某大功率轮式拖拉机转向液压系统采用先导控制、流量放大全液压转向系统<sup>[9-10]</sup>, 液压传感器布置与转向液压系统转向分析图如图1所示。液压系统输入为转向盘转角 $\theta_s$ , 为等速圆周运动。采用状态方程对转向液压系统进行数学描述。表1为量化状态方程所需要的一些参数及取值, 参数的含义同文献[9~11]。取状态变量为: 转向油缸A工作腔

压力 $z_1 = p_A$ , 转向油缸B工作腔压力 $z_2 = p_B$ , 蓄能器A的体积 $z_3 = V'_A$ , 蓄能器B的体积 $z_4 = V'_B$ , 主阀阀芯位移 $z_5 = x_v$ , 主阀阀芯速度 $z_6 = \dot{x}_v$ , 分流阀阀芯位移 $z_7 = x'_v$ , 分流阀阀芯速度 $z_8 = \dot{x}'_v$ , 马达转子转角 $z_9 = \theta_m$ , 马达转子转速 $z_{10} = \dot{\theta}_m$ , 转向器输出压力 $z_{11} = p_a$ , 转向器回油压力 $z_{12} = p_b$ 。设定转向限位阀开关量 $x_{wf}$ , 初值为1, 表示转向限位阀开启。当前后车架转向角达到 $42^\circ$ 时,  $x_{wf} = 0$ 表示关闭。液压系统所对应的状态方程为

$$\begin{cases} \dot{z}_3 = \begin{cases} 0 & (z_3 \geq V'_A{}^0 \text{ 且 } \dot{z}_3 \geq 0) \\ C_A(p'_A V'_A{}^0 / z_3 - z_1) & (\text{其他}) \end{cases} \\ \dot{z}_4 = \begin{cases} 0 & (z_4 \geq V'_B{}^0 \text{ 且 } \dot{z}_4 \geq 0) \\ C_B(p'_B V'_B{}^0 / z_4 - z_2) & (\text{其他}) \end{cases} \\ \dot{z}_1 = \begin{cases} [\text{sign}(p_1 - z_1) C_d \omega_2 z_5 \sqrt{2(p_1 - z_1) / \rho} + \dot{z}_3 - A_d \dot{L}_A + A_x \dot{L}_B - C_{ic}(z_1 - z_2)] E_p / V_A & (z_5 \geq 0) \\ [C_d \omega_2 z_5 \sqrt{2z_1 / \rho} + \dot{z}_3 - A_d \dot{L}_A + A_x \dot{L}_B - C_{ic}(z_1 - z_2)] E_p / V_A & (z_5 < 0) \end{cases} \\ \dot{z}_2 = \begin{cases} [-C_d \omega_2 z_5 \sqrt{2z_2 / \rho} + \dot{z}_4 - A_d \dot{L}_B + A_x \dot{L}_A - C_{ic}(z_2 - z_1)] E_p / V_B & (z_5 \geq 0) \\ [-\text{sign}(p_1 - z_1) C_d \omega_2 z_5 \sqrt{2(p_1 - z_2) / \rho} + \dot{z}_4 - A_d \dot{L}_B + A_x \dot{L}_A - C_{ic}(z_2 - z_1)] E_p / V_B & (z_5 < 0) \end{cases} \\ \dot{z}_5 = z_6 \\ \dot{z}_6 = \begin{cases} 0 & (|A_z(z_{11} - z_{12})| < kx_0 \text{ 且 } z_5 = 0 \text{ 且 } z_6 = 0) \\ [A_z(z_{11} - z_{12}) - kx_0 \text{sign}(z_{11} - z_{12})] / m & (|A_z(z_{11} - z_{12})| \geq kx_0 \text{ 且 } z_5 = 0 \text{ 且 } z_6 = 0) \\ [A_z(z_{11} - z_{12}) - k(x_0 + |z_5|) \text{sign}z_5 - B_c z_6] / m & (z_5 \neq 0) \\ [A_z(z_{11} - z_{12}) - kx_0 \text{sign}z_6 - B_c z_6] / m & (z_5 = 0 \text{ 且 } z_6 \neq 0) \end{cases} \\ \dot{z}_7 = \begin{cases} 0 & (z_7 \leq 0 \text{ 且 } z_8 < 0) \\ 0 & (z_7 \geq 0.008 \text{ 且 } z_8 > 0) \\ z_8 & (\text{其他}) \end{cases} \\ \dot{z}_8 = \begin{cases} 0 & (z_7 \leq 0 \text{ 且 } \dot{z}_8 \leq 0) \\ 0 & (z_7 \geq 0.008 \text{ 且 } \dot{z}_8 \geq 0) \\ [A_f(p_1 - z_1) - k'(x'_0 + z_7) - B'_c z_8] / m' & (\text{其他}) \end{cases} \\ \dot{z}_9 = \begin{cases} 0 & (A_1, A_2, A_3, A_4, A_5, A_6 = 0 \text{ 且 } x_{wf} = 1) \\ z_{10} & (A_1, A_2, A_3, A_4, A_5, A_6 > 0 \text{ 且 } x_{wf} = 1) \\ 0 & (x_{wf} = 0) \end{cases} \\ \dot{z}_{10} = \begin{cases} 0 & (A_1, A_2, A_3, A_4, A_5, A_6 = 0 \text{ 且 } x_{wf} = 1) \\ [D_m(p - z_{11} - Cz_{10}^2) - B_m z_{10} + G(\theta_s - z_9) - M_f] / J_m & (A_1, A_2, A_3, A_4, A_5, A_6 > 0 \text{ 且 } x_{wf} = 1) \\ 0 & (x_{wf} = 0) \end{cases} \\ \dot{z}_{11} = \begin{cases} 0 & (A_1, A_2, A_3, A_4, A_5, A_6 = 0 \text{ 且 } x_{wf} = 1) \\ [D_m z_{10} - C_d \omega_3 |z_5| \sqrt{2|z_{11} - z_{12}| / \rho} \text{sign}(z_{11} - z_{12}) - A_z z_6] E / V_a & (A_1, A_2, A_3, A_4, A_5, A_6 > 0 \text{ 且 } x_{wf} = 1) \\ [-C_d \omega_3 |z_5| \sqrt{2|z_{11} - z_{12}| / \rho} \text{sign}(z_{11} - z_{12}) - A_z z_6] E / V_a & (x_{wf} = 0) \end{cases} \\ \dot{z}_{12} = \begin{cases} 0 & (A_1, A_2, A_3, A_4, A_5, A_6 = 0) \\ -[C_d A_7 \sqrt{2|z_{12} - p_0| / \rho} \text{sign}(z_{12} - p_0) - A_z z_6 - \\ C_d \omega_3 |z_5| \sqrt{2|z_{11} - z_{12}| / \rho} \text{sign}(z_{11} - z_{12})] E / V_b & (A_1, A_2, A_3, A_4, A_5, A_6 > 0) \end{cases} \end{cases} \quad (1)$$

其中  $C = \left(\frac{D_m}{C_d}\right)^2 \frac{\rho}{2} \left(\frac{1}{A_1^2} + \frac{1}{A_2^2} + \frac{1}{A_3^2} + \frac{1}{A_4^2} + \frac{1}{A_5^2} + \frac{1}{A_6^2}\right)$

式中  $A_1 \sim A_6$ ——液压转向器节流阀 C1 ~ C6 开口面积,是马达转子转角  $z_9$  与系统输入  $\theta_s$  的函数,  $m^2$

$D_m$ ——马达的理论弧度排量,  $m^3/\text{rad}$

$C_d$ ——流量系数, 无因次

$\rho$ ——液压油密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$

$C$ ——转向器状态参数, 由阀套阀芯位置确定

状态变量初始值为  $[4 \times 10^6 \quad 1.5 \times 10^6$

$6.3 \times 10^{-4} \quad 6.3 \times 10^{-4} \quad 0 \quad 0 \quad 0.005 \quad 0.8 \quad 0 \quad 0 \quad 0$   
 $1.01 \times 10^5 \quad 1.01 \times 10^5]$ 。

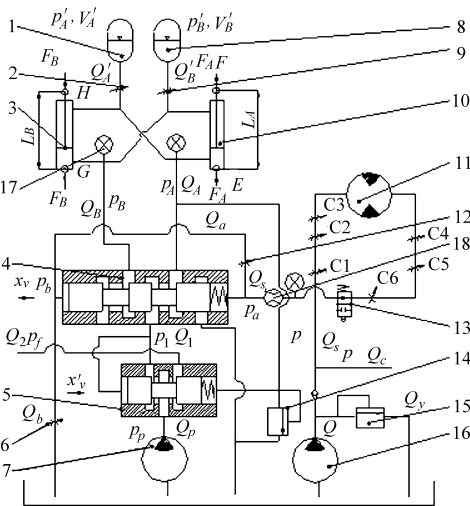


图 1 转向液压系统转向分析图

Fig. 1 Schematic of steering hydraulic system

1. 蓄能器 A
2. 阻尼孔 A
3. 转向油缸 B
4. 流量放大主阀
5. 流量放大分流阀
6. 转向器接主阀 b 腔节流孔
7. 转向液压泵
8. 蓄能器 B
9. 阻尼孔 B
10. 转向油缸 A
11. 转向器
12. 流量放大主阀 a 腔节流孔
13. 转向限位阀
14. 转向溢流阀
15. 先导控制溢流阀
16. 先导液压泵
17. 压力传感器
18. 流量传感器

转向液压泵出口流量  $Q_p$  为

$$Q_p = q_t (1 - k_c p_p) n_e / 60$$

式中  $q_t$ ——齿轮泵理论排量,  $m^3/\text{r}$

$n_e$ ——发动机转速,  $\text{r}/\text{min}$

$k_c$ ——齿轮泵压力系数,  $\text{m} \cdot \text{s}^2/\text{kg}$

$p_p$ ——齿轮泵出口压力,  $\text{Pa}$

分流阀 Q2 的阀口开度  $z'_7$  为

$$z'_7 = \begin{cases} 0 & (z_7 < 0.002) \\ z_7 - 0.002 & (z_7 \geq 0.002) \end{cases}$$

流量  $Q_p$  经流量放大分流阀分为进入流量放大主阀的  $Q_1$  和进入工作液压系统的  $Q_2$ 。

进入流量放大主阀的流量  $Q_1$  为

$$Q_1 = C_d \omega_1 (a - z_7) \sqrt{2(p_p - p_1)/\rho}$$

表 1 转向液压系统相关参数

Tab. 1 Parameters of steering hydraulic system

| 参数   | 数值                    | 参数   | 数值                   |
|--|-----------------------|--|----------------------|
| $a/\text{m}$   | $8 \times 10^{-3}$    | $C_d$  | 0.62                 |
| $\omega_1/\text{m}$  | $9 \times 10^{-3}$    | $A_f/\text{m}^2$                                     | $8.0 \times 10^{-4}$ |
| $m'/\text{kg}$   | 0.4                   | $k'/\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$                    | 11 200               |
| $x'_0/\text{m}$  | $2.2 \times 10^{-2}$  | $\omega_2/\text{m}$                                  | $1 \times 10^{-2}$   |
| $\omega_3/\text{m}$  | $1.1 \times 10^{-3}$  | $m/\text{kg}$  | 1.2                  |
| $A_z/\text{m}^2$   | $8.0 \times 10^{-4}$  | $k/\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$                     | 4 000                |
| $x_0/\text{m}$   | $1.4 \times 10^{-2}$  | $\rho/\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$                 | 890                  |
| $L_A^0/\text{m}$   | 1.1493                | $L_B^0/\text{m}$                                     | 1.1493               |
| $A_d/\text{m}^2$   | $9.5 \times 10^{-3}$  | $A_x/\text{m}^2$                                     | $7.0 \times 10^{-3}$ |
| $V_A^0/\text{m}^3$   | $5.4 \times 10^{-3}$  | $V_B^0/\text{m}^3$                                   | $5.4 \times 10^{-3}$ |
| $V'_A/\text{m}^3$  | $6.3 \times 10^{-4}$  | $V'_B/\text{m}^3$                                    | $6.3 \times 10^{-4}$ |
| $C_A/\text{m}^4 \cdot \text{s} \cdot \text{kg}^{-1}$               | $1.1 \times 10^{-9}$  | $C_B/\text{m}^4 \cdot \text{s} \cdot \text{kg}^{-1}$ | $1.1 \times 10^{-9}$ |
| $p'_A/\text{Pa}$   | $2.5 \times 10^6$     | $p'_B/\text{Pa}$                                     | $2.5 \times 10^6$    |
| $m_h/\text{kg}$  | 14.5                  | $D_m/\text{m}^3 \cdot \text{rad}^{-1}$               | $2 \times 10^{-5}$   |
| $B_m/\text{m} \cdot \text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1}$ | 1.3                   | $G/\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}$    | 24.88                |
| $B_c/\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$                  | 4.38                  | $B'_c/\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$   | 3.92                 |
| $M_f/\text{N} \cdot \text{m}$                                      | 1.1                   | $V_a/\text{m}^3$                                     | $1.8 \times 10^{-4}$ |
| $C_{ic}/\text{m}^4 \cdot \text{s} \cdot \text{kg}^{-1}$            | $5.9 \times 10^{-11}$ | $J_m/\text{kg} \cdot \text{m}^2$                     | $1.7 \times 10^{-4}$ |
| $E/\text{Pa}$  | $7 \times 10^8$       | $E_p/\text{Pa}$                                      | $2 \times 10^8$      |
| $q_t/\text{m}^3 \cdot \text{r}^{-1}$                               | $8 \times 10^{-5}$    | $n_e/\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$                 | 1 800                |
| $k_c/\text{m} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{kg}^{-1}$               | $6.3 \times 10^{-9}$  | $V_b/\text{m}^3$                                     | $1.8 \times 10^{-4}$ |

式中  $p_1$ ——分流阀至主阀出口压力,  $\text{Pa}$

$\omega_1$ ——分流阀阀口面积梯度,  $\text{m}$

$a$ ——分流阀阀芯预开口量,  $\text{m}$

进入工作液压系统的流量  $Q_2$  为

$$Q_2 = C_d \omega_1 z'_7 \sqrt{2p_p/\rho}$$

转向液压系统流量放大主阀至工作腔的容积

$V_A$  为

$$V_A = (L_A - L_A^0) A_d - (L_B - L_B^0) A_x + V_A^0$$

式中  $L_A, L_B$ ——前后车架  $EF, GH$  间距离,  $\text{m}$

$L_A^0, L_B^0$ ——转向油缸 A、B 初始长度,  $\text{m}$

$A_d$ ——液压缸无杆腔有效面积,  $\text{m}^2$

$A_x$ ——液压缸有杆腔有效面积,  $\text{m}^2$

$V_A^0$ ——中位液压缸进油腔容积,  $\text{m}^3$

经主阀流入油缸 A 大腔、油缸 B 小腔的流量  $Q_A$  为

$$Q_A = A_d \dot{L}_A - A_x \dot{L}_B + V_A \dot{z}_1 / E_p - Q'_A + C_{ic} (z_1 - z_2)$$

式中  $E_p$ ——油缸液压油体积弹性模量,  $\text{Pa}$

$C_{ic}$ ——液压缸内泄漏系数,  $\text{m}^4 \cdot \text{s}/\text{kg}$

$Q'_A$ ——流出蓄能器 A 的流量,  $\text{m}^3/\text{s}$

液压泵出口压力  $p_p$  与分流阀 Q1 出口压力  $p_1$  由

流量连续性方程求解

$$Q_p = Q_1 + Q_2 \quad (2)$$

$$Q_1 = Q_A \quad (3)$$

液压系统对机械系统的作用力为

$$\begin{cases} F_A = z_1 A_d - z_2 A_x - m_h \ddot{L}_A - R_p \dot{L}_A \\ F_B = z_2 A_d - z_1 A_x - m_h \ddot{L}_B - R_p \dot{L}_B \end{cases}$$

式中  $F_A$ 、 $F_B$ ——液压系统对机械系统的作用力, N  
 $m_h$ ——油缸活塞质量, kg  
 $R_p$ ——油缸液压、各约束机械阻尼的综合, N·s/m

$F_A$ 、 $F_B$ 沿油缸两 endpoint 连线向外为正。作用点在前、后车架的  $E$ 、 $F$ 、 $G$ 、 $H$  点, 作用方向分别沿油缸两 endpoint  $EF$ 、 $GH$  的连线。

## 1.2 拖拉机空间机构建模

前、后车架在  $R$  点为球铰约束, 前车架与摆杆在  $P$  点为旋转铰约束, 后车架与摆杆在  $Q$  点为点在线上约束, 使前、后车架及摆杆具有 8 个自由度。4 个轮胎组构件在  $S$ 、 $T$ 、 $U$ 、 $V$  点分别与前、后车架形成连体基  $y$  方向旋转铰连接, 构成 4 个自由度。基于欧拉四元数, 利用含拉格朗日乘子的增广矩阵法建立如图 2 所示拖拉机 12 自由度原地转向多体动力学仿真模型。在  $E$ 、 $F$ 、 $G$ 、 $H$  点分别以油缸力  $F_A$  与  $F_B$  反映前、后车架间相互作用。

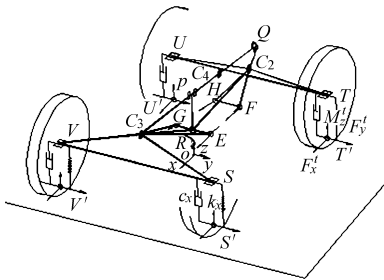


图2 拖拉机多体动力学模型

Fig.2 Simulation model of tractor

轮胎组与地面间相互作用采用 4 分力形式<sup>[12]</sup>, 如图 2 中轮胎组  $T$  的受力所示。 $F_x^t$  为驱动力(制动力),  $F_y^t$  为侧偏力,  $M_z^t$  为回正力矩, 作用点在  $T'$  点, 作用方向分别沿轮胎组  $T$  连体基方向。径向力采用方式同文献[4]。当轮胎组接地点  $x$  向速度与地面  $x$  向速度同向且小于地面  $x$  向速度时  $F_x^t$  为制动力, 其他工况  $F_x^t$  为驱动力。当轮心运动速度与轮胎接地点速度矢量的点积为负时, 定义侧偏角大于  $\pi/2$ 。

由于原地转向时, 变速箱挂空挡, 传动轴无输出驱动扭矩, 传动轴可随四轮组的协调转动而转动。前、后桥桥间无差速机构, 4 个轮胎组间在前、后桥半轴的作用下存在协调力矩。由于前、后桥差速器行星齿轮转动惯量与轮胎组相比较小, 故忽略左右

轮胎组间反向扭矩。由于前后桥主减及传动轴转动惯量与轮胎组相比较小, 在本机型的仿真中忽略前、后轮胎组间同向扭矩。

假设前后桥半轴为刚性, 在拖拉机运动过程中, 四轮组存在转动协调方程

$$\theta_s - \theta_t - \theta_u + \theta_v = 0$$

式中  $\theta_s$ 、 $\theta_t$ 、 $\theta_u$ 、 $\theta_v$ ——仿真中轮胎组  $S$ 、 $T$ 、 $U$ 、 $V$  相对前后车架连体基  $y$  方向旋转角, rad

由于前后桥半轴为柔性, 令  $\theta_t = \theta_s - \theta_t - \theta_u + \theta_v$ , 四轮组转动协调力矩为

$$\begin{cases} M_y^s = \begin{cases} 0 & (|\theta_t| \leq \theta_j) \\ -K_y(\theta_t - \theta_j \text{sign}\theta_t)/l & (|\theta_t| > \theta_j) \end{cases} \\ M_y^t = -M_y^s \\ M_y^u = -M_y^s \\ M_y^v = M_y^s \end{cases}$$

式中  $M_y^s$ 、 $M_y^t$ 、 $M_y^u$ 、 $M_y^v$ ——轮胎组  $S$ 、 $T$ 、 $U$ 、 $V$  的协调力矩, N·m

$K_y$ ——半轴扭转刚度, N·m<sup>2</sup>/rad

$l$ ——半轴长度, m

$\theta_j$ ——轮胎组驱动间隙, rad

## 2 拖拉机原地转向实验

在平直水泥路面进行拖拉机原地转向实验, 测试系统采用 Webtec 公司 SR-HPM-540-05-0C 型液压测试仪, 采样频率为 1 000 Hz。

### 2.1 转向测试系统

由液压传感器布置与转向液压系统转向分析图(图 1)所示, 测试系统安装在左转向液压回路。

拖拉机采用闭心形式全液压转向器, 与中位开心的主要区别在于可变面积节流阀 C1 的形式与位置, 中位闭心形式的阀芯中位时 C1 常闭并串接在计量马达进油口, 而中位开心形式的阀芯中位时 C1 常开并从转向器进油口连接至转向器出口口。

测试转向过程中流量放大主阀 A 路控制腔前端的流量与压力以及转向工作腔压力。流量传感器安装在转向器至流量放大主阀 A 路控制腔前端, 3 个压力传感器分别安装在流量放大主阀至油缸工作腔之间和转向器至流量放大主阀 A 路控制腔前端。在原地转向实验后期连接前后桥的传动轴出现转动情况, 释放各轮胎组协调扭矩。

### 2.2 实验结果分析

测试结果经 50 Hz 低通滤波后的曲线如图 3、4 所示, 图中 A1、A3、A4、A6 为测试通道编号。由于原地转向时, 转向盘阻力较大, 输出流量为 2.5 ~

3 L/min。当转向角达到  $42^\circ$  转向限位阀关闭时存在液压冲击,油缸工作腔压力与转向器输出压力和油缸回油腔压力相比下降缓慢,油缸工作腔压力上升到溢流压力 14 MPa。图 5 中圈点为前、后桥测量点与前后铰点  $R$  在转向实验结束时测量得到的点,虚实线为相应点的仿真轨迹。

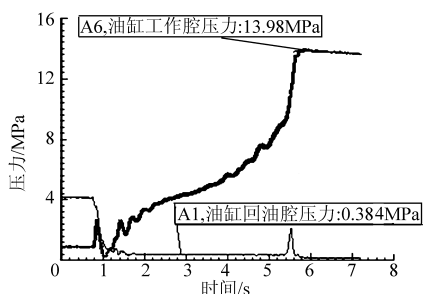


图 3 油缸压力测试曲线

Fig. 3 Measuring curves of cylinders pressure

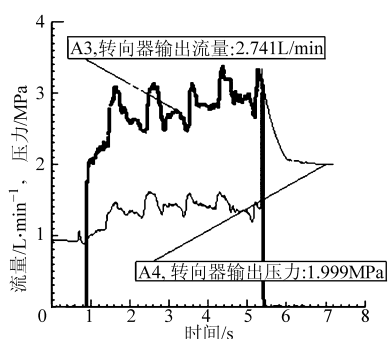


图 4 转向器测试曲线

Fig. 4 Experimental diagram of redirector

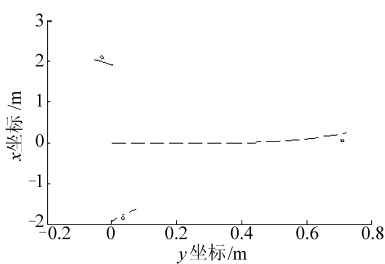


图 5 测量点轨迹

Fig. 5 Track of measuring points

### 3 仿真分析

四轮组运动由地面、前后车架及轮胎协调力矩驱动,滑移率、侧偏角采用向量的点积、叉积形式由程序自动监测。运用 Matlab 的 m 文件对液压系统与空间多体动力学的联合仿真进行编程。仿真采用定步长形式,步长  $t_s = 1 \times 10^{-5}$  s。仿真输出:①各构件形位、速度、加速度。②液压系统状态变量。③轮胎力、滑移率、侧偏角。④油缸的状态与力。⑤协调力矩及构件间的相互作用。仿真采用 4 阶预估校正积分<sup>[13]</sup>,空间机构形位、速度违约采用自动修正法校正<sup>[14]</sup>。状态变量、构件形位及速度控制精度分别

为  $1 \times 10^{-15}$ 、 $1 \times 10^{-36}$  及  $1 \times 10^{-24}$ 。由于数值仿真超出计算机内存,采用循环变量形式,仿真输出提取频率为 1 000 Hz。

### 3.1 仿真结果

实验中轮胎滑转较仿真结果更为严重(图 5),误差的产生主要由于路面及轮胎加工、安装精度的理想化。

油缸工作腔、回油腔压力仿真结果如图 6 所示。与图 3 相同,在流量放大阀主阀芯开启时,液压油通过油缸推动静止的拖拉机前后车架转动,迅速建立工作腔压力;当油缸缸体与活塞杆相对运动速度所需油液大于油泵供油量时,压力迅速降低,并产生波动;后期,随着转向角的加大工作腔压力逐渐升高,由于轮胎组的失滑与协调扭矩的释放造成工作腔压力的波动。

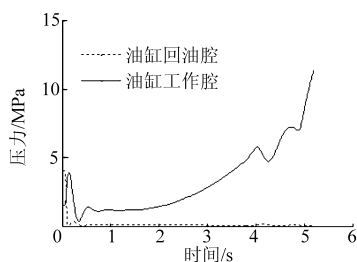


图 6 油缸压力仿真曲线

Fig. 6 Diagram of cylinders pressure

转向器达到稳定状态后输出压力与流量稳定,同时流量放大阀主阀芯、分流阀阀芯位置也处于稳定状态。在转向盘转角作为输入的原地转向中,各轮胎组在车架、协调扭矩与地面的作用下产生绕车轴的滚动。各轮胎组角速度如图 7 所示,在原地转向后期,左前与右后轮胎组角速度产生较大波动,并伴随旋转方向发生变化,释放协调力矩。验证了力学模型的正确性。

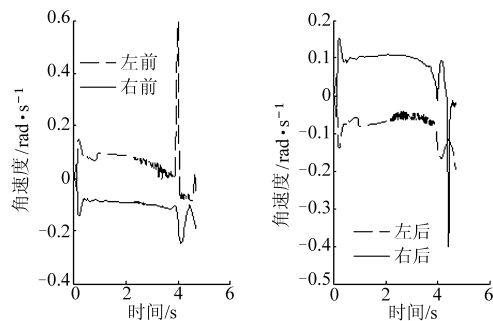


图 7 轮胎组角速度

Fig. 7 Angular velocity of tires

### 3.2 结果分析

协调力矩和左前、左后内侧轮胎侧偏角分别如图 8、9 所示。图 8 反映了轮胎组间协调力矩随转向角的加大迅速上升,在转向后期得到释放。

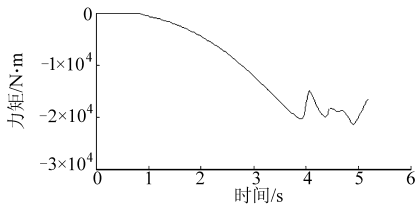


图8 协调力矩仿真曲线

Fig. 8 Simulation curves of harmonious moment

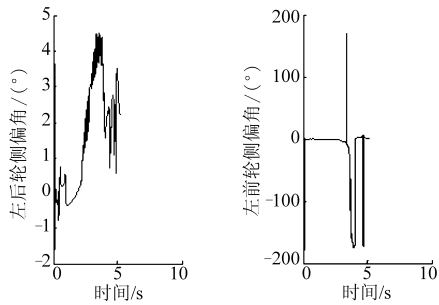


图9 侧偏角仿真曲线

Fig. 9 Curves of slip angle

转向过程中,左后与右前轮胎组均工作在小侧偏角状态,左前、右后轮胎组出现短时间的完全滑转的情况,仿真与实验均未出现明显的侧滑现象。

仿真中,转向器达到稳定状态后输出压力与流量为恒值,同时流量放大阀主阀芯、分流阀阀芯位置

也处于稳定状态。转向盘旋转角与转向角的关系如图10所示,基本呈线性关系。

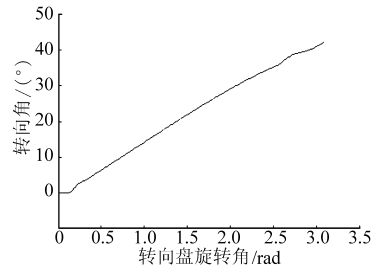


图10 转向角曲线

Fig. 10 Curves of steering angle

## 4 结束语

建立了铰接摆杆式大功率拖拉机原地转向液压系统和机械系统仿真模型,分析了实验与仿真结果,验证了数学模型,获得了拖拉机原地转向动态特性,为铰接摆杆式拖拉机线控转向技术与自动驾驶技术提供理论基础。分析表明:铰接式拖拉机原地转向为车架铰接转向,在转向过程中轮胎动态特性多属于小角度侧偏;轮胎间相互作用的扭矩影响着四轮转动过程,扭矩随着转向角的增大而加大,在转向后期得到部分释放;转向盘转角与转向角呈线性。

## 参 考 文 献

- 纪朝凤,刘刚,周建军,等. 基于CAN总线的农业车辆自动驾驶控制系统[J]. 农业机械学报, 2009, 40(增刊): 28~32. Ji Chaofeng, Liu Gang, Zhou Jianjun, et al. Automatic guidance system of agricultural vehicles based on CAN bus[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(Supp.): 28~32. (in Chinese)
- 周建军,郑文刚,李素,等. 基于ISO 11783的拖拉机导航控制系统设计与试验[J]. 农业机械学报, 2010, 41(4): 184~188. Zhou Jianjun, Zhen Wengang, Li Su, et al. Navigation control system for tractor based on ISO 11783[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(4): 184~188. (in Chinese)
- 伟利国,张权,颜华,等. XDNZ630型水稻插秧机GPS自动导航系统[J]. 农业机械学报, 2011, 42(7): 186~190. Wei Ligu, Zhang Quan, Yan Hua, et al. GPS automatic navigation system design for XDNZ630 rice transplanter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(7): 186~190. (in Chinese)
- 张广庆,朱思洪,李伟华,等. 铰接摆杆式大功率拖拉机单边越障动态特性仿真分析[J]. 农业机械学报, 2011, 42(12): 67~73. Zhang Guangqing, Zhu Sihong, Li Weihua, et al. Dynamic characteristics of large wheel tractor with hinge swing link during unilateral obstacle surmounting[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(12): 67~73. (in Chinese)
- Paul P, David M B. Modeling and validation of hitch loading effects on tractor yaw dynamics[J]. Journal of Terramechanics, 2007, 44(6): 439~450.
- Lopatka M, Muszynski T. Research of high speed articulated wheel tool-carrier steering systems[C]//Proceedings of the 9th European Regional Conference of the ISTVS, Edgmond, United Kingdom, 2003.
- 汪建春. 铰接式装载机原地转向力学分析[J]. 煤矿机械, 2009, 30(3): 85~87. Wang Jianchun. Mechanical analysis of insitu steering of articulated loader[J]. Coal Mine Machinery, 2009, 30(3): 85~87. (in Chinese)
- 刘昕晖,张杨. 铰接式工程机械车辆转向振摆现象分析[J]. 机床与液压, 2008, 36(3): 105~107. Liu Xinhui, Zhang Yang. Analysis for pressure fluctuations of the steering system of the articulated vehicle machine[J]. Tool & Hydraulics, 2008, 36(3): 105~107. (in Chinese)

速、转矩方程自动构建程序子模块,能够动态地构造 强的通用性和实用性。  
出行星传动系统的转速、转矩平衡矩阵方程,具有较

### 参 考 文 献

- 1 闫清东,张连第,赵毓芹. 坦克构造与设计:下册[M].北京:北京理工大学出版社,2007:176~190.
- 2 刘修骥. 车辆传动系统分析[M].北京:国防工业出版社,1998:49~72.
- 3 Elisabeth Freeman, Eric Freeman, Bert Bates, et al. Head first design patterns[M]. Sebastopol, CA: O'Reilly Media,2005.
- 4 王国平. 多体系统动力学数值解法[J]. 计算机仿真,2006,23(12):86~89.  
Wang Guoping. Numerical algorithms of multi-body system dynamics[J]. Computer Simulation,2006,23(12):86~89. (in Chinese)
- 5 唐正华,闫清东,刘树成. 通用液力传动系统匹配方法[J]. 农业机械学报,2012,43(2):26~30.  
Tang Zhenghua, Yan Qingdong, Liu Shucheng. General matching method for hydraulic transmission system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2012,43(2):26~30. (in Chinese)
- 6 鲍培德,谢俊,马履中,等. 泵站用行星齿轮变速传动装置的设计[J]. 排灌机械工程学报,2010,28(3):238~241.  
Bao Peide, Xie Jun, Ma Lüzhong, et al. Design on planetary gear transmission device for pumping stations[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering,2010,28(3):238~241. (in Chinese)
- 7 汪震隆,王应,胡俊生. 功率分流式行星传动运动学和静力学矩阵分析方法研究[J]. 合肥工业大学学报:自然科学版,2011,34(8):1142~1145.  
Wang Zhenlong, Wang Ying, Hu Junsheng. Research on matrix analysis method of kinematics and statics for power-split planet transmission[J]. Journal of Hefei University of Technology: Natural Science,2011,34(8):1142~1145. (in Chinese)
- 8 徐小军,陈循,尚建忠,等. 波浪补偿差动行星传动机构的动力学建模与分析[J]. 机械科学与技术,2011,30(2):185~190.  
Xu Xiaojun, Chen Xun, Shang Jianzhong, et al. Dynamic analysis of differential planet transmission mechanism for heave compensation[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering,2011,30(2):185~190. (in Chinese)
- 9 卜忠红,刘更,吴立言. 行星齿轮传动动力学研究进展[J]. 振动与冲击,2010,29(9):161~166.  
Bu Zhonghong, Liu Geng, Wu Liyan. Research advances in planetary gear trains dynamics[J]. Journal of Vibration and Shock,2010,29(9):161~166. (in Chinese)
- 10 李宏才,闫清东,李慎龙. 行星传动方案结构几何矛盾图论判别方法[J]. 北京理工大学学报,2010,30(9):1047~1050.  
Li Hongcai, Yan Qingdong, Li Shenlong. Differentiation of structural geometry contradiction in planetary transmission program using graph theory[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology,2010,30(9):1047~1050. (in Chinese)

(上接第30页)

- 9 王同建. 装载机线控转向技术研究[D]. 长春:吉林大学,2006.  
Wang Tongjian. Research of steer-by-wire technology on wheel loader[D]. Changchun: Jilin University, 2006. (in Chinese)
- 10 周原. 装载机线控转向智能控制方法研究[D]. 长春:吉林大学,2010.  
Zhou Yuan. Research on intelligent control method of steer-by-wire for wheel loader[D]. Changchun: Jilin University, 2010. (in Chinese)
- 11 侯明亮. 拖挂式激光平地机液压控制系统的研究[D]. 北京:中国农业大学,2005.  
Hou Mingliang. Research on hydraulic control system in laser land-leveling machine of drag type[D]. Beijing: China Agricultural University, 2005. (in Chinese)
- 12 庄继德. 汽车轮胎学[M]. 北京:北京理工大学出版社,1997:156~269.
- 13 洪嘉振. 计算多体系统动力学[M]. 北京:高等教育出版社,1999:289~319.
- 14 孔向东,钟万勰. 非线性系统动力学微分代数方程约束违约的自动修正[J]. 大连理工大学学报,1999,39(1):22~25.  
Kong Xiangdong, Zhong Wanxie. Self correction algorithm of constraint errors of differential algebraic equations for nonlinear system dynamics[J]. Journal of Dalian University of Technology, 1999, 39(1):22~25. (in Chinese)