

偏置转向轴原地转向轮胎力学特性研究

周福阳 郭康权 李岩 党小选

(西北农林科技大学机械与电子工程学院, 陕西杨凌 712100)

摘要: 农用柔性底盘原地姿态切换时车轮绕偏置转向轴原地滚动转向,为探明该过程的轮胎力学特性,对接地区域的滑移速度进行了运动学分析,据此将现有轮胎纵滑 LuGre 模型扩展成纵滑-横滑联合的偏置转向轴原地转向 LuGre 模型;设计了相应测试装置,通过双因素试验测试了偏置距离和载荷对轮胎横向与纵向摩擦力的影响;根据实测结果对模型参数进行了辨识,利用辨识值对柔性底盘原地姿态切换过程中的轮胎摩擦力进行了仿真。结果表明:柔性底盘原地姿态切换时,轮胎受到阻碍滚动的纵向摩擦力和指向外侧的横向摩擦力,纵向摩擦力与载荷的 1.82 次方成正比,与偏置距离的 1.61 次方成反比;随着偏置距离的增加,横向摩擦力先增大、后减小,但变化较为平缓。轮胎横向与纵向摩擦力的实测结果和仿真结果吻合程度较高。本研究可为柔性底盘转向驱动力矩的估算和装置参数的优化提供依据。

关键词: 农用柔性底盘;偏置转向轴;原地转向;LuGre 轮胎模型;力学特性

中图分类号: U463.341; S229+.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2021)01-0385-08 **OSID:** 

Mechanical Properties of Tire during Static Steering
Based on Offset Steering Shaft

ZHOU Fuyang GUO Kangquan LI Yan DANG Xiaoxuan

(College of Mechanical and Electronic Engineering, Northwest A&F University, Yangling, Shaanxi 712100, China)

Abstract: The agricultural flexible chassis (FC) is a four wheel hub motor independent drive, four wheel omni-directional independent steering chassis. Its structure is very simple, even the steering motors used in the ordinary steer-by-wire system are cancelled. It steers through an offset steering shaft mechanism. It is very flexible and can realize special movements such as four-wheel steering, in-situ turning and lateral driving. When the vehicle body is stationary and the offset arm is not locked, the rotating electric wheel will steer around the offset steering shaft to switch the vehicle form for in-situ rotation or lateral driving. The study on tire mechanics performance of static steering based on offset steering shaft (SSBOSS) is the key and foundation for in-situ rotation and lateral driving control of FC. The tire patch kinematics was analyzed to study the longitudinal and lateral slip. Then, the existing tire longitudinal slip LuGre model was extended to the longitudinal slip-lateral slip combined SSBOSS LuGre model. The SSBOSS tire mechanical characteristics test device was designed. A two-factor test was used to test the effect of offset distance and load on the lateral and longitudinal friction of the tire. The parameters of LuGre tire model were identified based on the measured results, and the tire friction during the static form switching of the FC was simulated based on the identified results. The results showed that the measured and simulated results of the lateral and longitudinal frictional forces had a good consistency. The tire was subjected to a longitudinal frictional force that hindered rolling and a lateral frictional force that pointed to the outside during FC static form switching. And the magnitude of the longitudinal frictional force was proportional to the 1.82th power of the load and inversely proportional to the 1.61th power of the offset distance. And as the offset distance was increased, the lateral frictional force was firstly increased and then decreased, but the change was relatively flat. The research result can provide a basis for the estimation of the steering drive torque and the optimization of the device parameters for the FC.

Key words: agricultural flexible chassis; offset steering shaft; static steering; LuGre tire model; mechanics performance

收稿日期: 2019-11-08 修回日期: 2020-08-15

基金项目: 国家自然科学基金项目(51375401)

作者简介: 周福阳(1983—),男,博士生,主要从事柔性底盘动力学与控制策略研究, E-mail: zhoufy@nwfau.edu.cn

通信作者: 郭康权(1955—),男,教授,博士生导师,主要从事农业技术装备研究, E-mail: jdkgkq@nwfau.edu.cn

0 引言

温室、农产品仓储库等环境空间狭小且封闭,需要运动灵活、无废气排放的动力机械^[1-3]。为此,本课题组研发了一种4轮毂电机独立驱动、4轮全向独立转向的柔性底盘^[4-9],该底盘主要由4组相同的、转向轴与轮胎回转平面之间具有一定偏置距离、驱动转向合二为一的偏置转向机构组成,其结构简单,四轮独立驱动、独立转向,可以灵活地实现两轮转向、四轮转向、横行、斜行及原地回转等运动模式,便于在狭小封闭空间运行作业。

柔性底盘在进行原地回转与横行模式姿态切换时,车体不动,车轮绕偏置转向轴原地滚动转向。文献[10-14]对普通车辆原地转向时的轮胎模型进行了研究。但普通车辆原地转向与偏置转向轴原地转向时轮胎的运动并不完全相同,其模型也不适用。WEI等^[15]对车轮转向力矩随车轮转速增加的变化情况进行了研究,并提出了新的动力学模型,但其研究的是车辆运动过程中车轮的转向力矩。宋树杰等^[9]在试验台上对柔性底盘原地姿态切换时的电机特性进行了研究,发现轮胎受到较大的纵向力,但并未解释其原因,且其偏置距离固定不变。目前,尚未见对柔性底盘特有的偏置转向轴原地转向运动轮胎力学特性的研究报道。本文基于LuGre摩擦模型对偏置转向轴原地转向进行建模与试验测量,研究其力学特性,以期对柔性底盘转向驱动力矩的估算和转向装置参数的优化提供依据。

1 轮胎模型

1.1 偏置转向轴原地转向工况分析

柔性底盘样机如图1所示^[6],其电磁摩擦锁定片与车架固连,动片、偏置转向轴(在轴承座内)及偏置臂三者固连。动片、偏置转向轴、偏置臂、电动轮等构成了车轮转向组。偏置转向轴(相当于普通车辆的主销)与轮胎回转平面之间有一定的偏置距离,摩擦锁锁紧时,车轮转向组和车体之间的相对位置不变,车辆保持直行或现有的运动状态;当锁紧力矩小于轮胎力相对偏置转向轴的力矩时,车轮转向组相对车体转动,车轮转向,车辆随之转向。

原地回转与横行是柔性底盘的两种灵活且重要的运动方式,二者皆由初始姿态切换而来,姿态切换时电磁锁解锁,两前轮正转,两后轮反转,从而车体不动,车轮转向(图2)。该过程车轮绕偏置转向轴原地转向,因此,明确其轮胎的力学特性,是柔性运动控制的关键和基础。相比于传统车辆,偏置转向轴原地转向时具有3方面特殊性:①轮胎回转平面

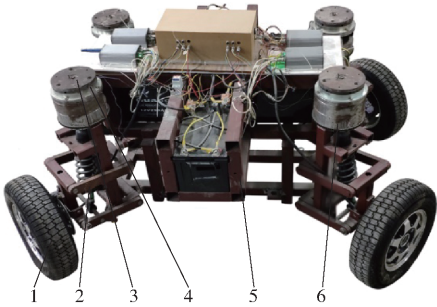


图1 柔性底盘样机实物图

Fig.1 Prototype of flexible chassis

1. 电动轮 2. 偏置臂 3. 定片 4. 动片 5. 车架 6. 轴承座

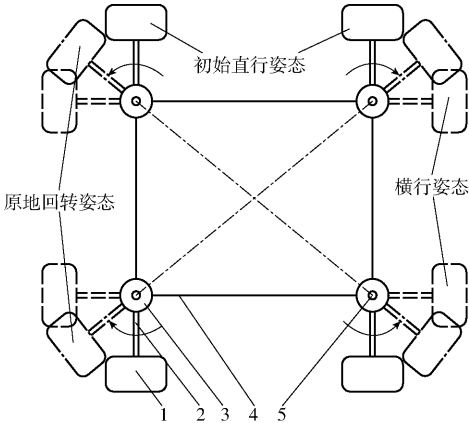


图2 柔性底盘原地回转与横行模式姿态调整过程示意图

Fig.2 Static phase adjustment process of in-situ steering mode and lateral driving mode of flexible chassis

1. 电动轮 2. 偏置臂 3. 轴承座 4. 车架 5. 转向轴

与转向轴存在较大偏置距离(一般超过250 mm),轮胎绕偏置转向轴转向的同时还存在自转滚动。②转向动力源自轮毂电机,转向力完全来自轮胎滚动时受到的地面的反作用力。③轮胎转向角变化范围大,理论上可以360°,实际中也能超过135°。可见,偏置转向轴转向过程比较特殊,且受力状态较为复杂,需通过深入的理论分析及试验,明确其力学特性。

1.2 轮胎接地区域运动学分析

1.2.1 接地区域纵向滑移速度

车轮前进时的轮胎滑移速度等于车速(车轮中心速度)与轮速(通过车轮角速度算出的滚动速度)的差。绕偏置转向轴原地转向时车轮边滚边转,将轮胎划分成一个个纵向列,各列中心的速度(相当于车速)与其到转向轴的距离成正比;而车轮作为一个整体,各列滚动速度(相当于轮速)相同。该矛盾造成各列接地区域滑移速度不同,靠近中间的某个列纯滚动,其外侧各列向前滑动,内侧列向后滑动。

图3为轮胎原地滚动转向示意图,图中的虚线显示的矩形为轮胎接地印记,在接地印记上定义接

地区域的坐标,坐标原点为轮胎接地印记最前最内侧的点,坐标方向如图中所示。该坐标系随着转向组一起转动,为运动坐标系。设轮胎滚动转向过程中,纯滚动列的横坐标为 l ,该距离为稳定点距离,接地印记内侧到转向轴的距离为 L ,为胎边距离,则

$$r\omega = (L + l)\varphi \tag{1}$$

式中 r ——轮胎半径
 ω ——轮胎滚动角速度
 φ ——车轮转向角速度

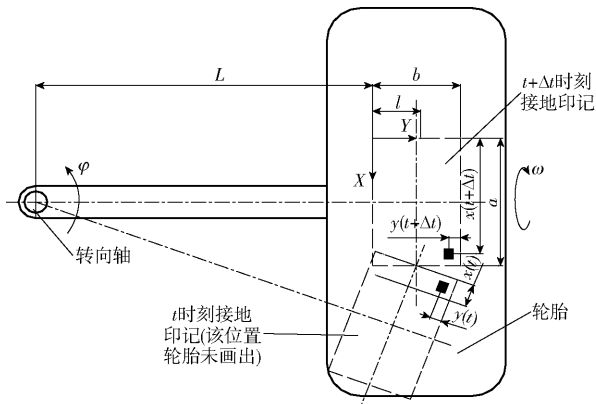


图 3 原地滚动转向示意图

Fig. 3 Schematic of rolling static steering

接地区域中心到转向轴偏置距离为 p , b 为轮胎接地印记宽度, a 为接地印记长度。则 $p = L + b/2$ 。 $v_x(x, y)$ 为轮胎接地区域坐标为 (x, y) 的点的纵向滑动速度,纵向滑动以向 X 正向滑动为正,则

$$v_x(x, y) = r\omega - (L + y)\varphi = (l - y)\varphi \tag{2}$$

由式(2)可知,接地区域上横坐标相同的点的纵向滑动速度相等。稳定点内侧接地区域向后滑动,外侧接地区域向前滑动。

1.2.2 接地区域横向滑移速度

轮胎胎面的运动是在绕转向轴公转的基础上绕车轮轴转动,是两个运动的合成运动。图 4a 为轮胎接地区域绝对速度的合成。轮胎胎面运动的参考坐标系固定在车轮轴上,则参考坐标系的转动角速度等于 φ ,车轮滚动时接地区域上任意一点的牵连速度为 $(L + y)\varphi/\cos\theta$,相对速度为 $r\omega$,则纵向绝对速度为

$$v_x(x, y) = -\frac{L + y}{\cos\theta}\varphi\cos\theta + r\omega = (l - y)\varphi \tag{3}$$

因为地面静止,该速度即为轮胎纵向滑动速度。式(2)和式(3)一致,说明从两种角度得到的纵向滑移速度相同。

横向滑动以向 Y 正向为正,接地区域任意点的横向速度为

$$v_y(x, y) = -\frac{L + y}{\cos\theta}\varphi\sin\theta = \left(x - \frac{a}{2}\right)\varphi \tag{4}$$

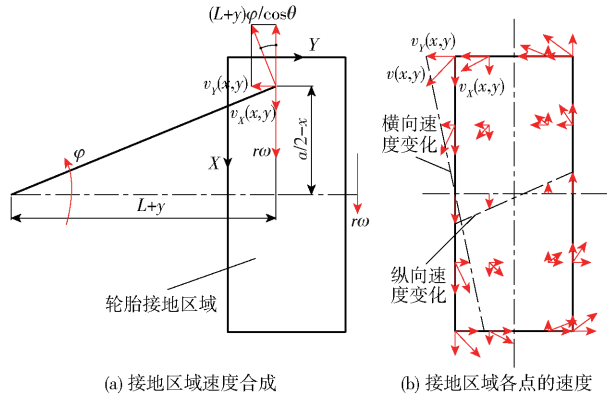


图 4 接地区域速度分析

Fig. 4 Velocity analysis of tire contact patch

式(4)说明轮胎接地区域任意一点的横向滑移只和该点的纵坐标有关。纵坐标相等的点的横向滑移速度相等。轮胎前部向内侧横滑,轮胎后部向外侧横滑。根据式(3)和式(4)做出接地区域各点的滑移速度,如图 4b 所示。

1.3 偏置转向轴原地转向 LuGre 模型

1.3.1 轮胎纵滑 LuGre 模型

轮胎模型中“魔术公式”等半经验轮胎模型精度较高,使用广泛,但需要拟合参数多,拟合难度大,并且参数物理意义不明确^[16-18]。偏置转向轴原地转向时接地区域各点的横向滑移沿纵向中线对称(图 4b),按照库伦摩擦(动摩擦力大小相等,方向与滑移速度方向相反),总的横向摩擦力应该为零,这与实测中横向摩擦力较大相矛盾。

LuGre 摩擦模型由 CANUDAS 等^[19]在 Dahl 模型的基础上发展而来,它是 Dahl 模型的扩展,同时采纳了鬃毛模型的思想,即在微观下接触表面可以看成是大量的具有随机行为的弹性鬃毛。该模型用一个 1 阶微分方程描述了诸多摩擦现象,较其他模型更能体现真实摩擦现象。该模型可以精确描述轮胎摩擦力的动态特性,还具有数学形式紧凑与参数物理意义明确的优点。基于 LuGre 摩擦模型,学者们对轮胎滑移、滑移侧偏联合、以及原地转向等轮胎运动提出新的动态力学模型^[11-12, 17-18, 20-24],证明了该模型在轮胎研究中的准确性。根据文献[20],分布式纵滑轮胎 LuGre 模型为

$$\frac{dz}{dt} = v_r \left(1 - \frac{\sigma_0 \operatorname{sgn}(v_r)}{g(v_r)} z \right) \tag{5}$$

$$dF(x, t) = \left(\sigma_0 z(x, t) + \sigma_1 \frac{\partial z(x, t)}{\partial t} + \sigma_2 v_r \right) dF_n(x, t) \tag{6}$$

$$\text{其中 } g(v_r) = u_c + (u_s - u_c) e^{-\left| \frac{v_r}{v_s} \right|^\alpha} \tag{7}$$

式中 $F_n(x, t)$ ——接地印记上垂直载荷分布函数
 σ_0 ——轮胎刚度系数

σ_1 ——轮胎阻尼系数
 σ_2 ——轮胎相对黏滞阻尼系数
 $z(x,t)$ ——鬃毛的弹性变形量函数
 $F(x,t)$ ——轮胎的摩擦力函数
 u_c ——库仑摩擦因数(近似于滑动摩擦因数)
 u_s ——静摩擦因数
 v_r ——接触面的相对运动速度
 $g(v_r)$ ——Stribeck 摩擦模型函数^[25],代表稳
定状态下摩擦因数随滑移速度变
化的函数
 v_s ——Stribeck 速度,取 2.7 m/s
 α ——Stribeck 指数,表示稳态摩擦特性,取
0.5

1.3.2 纵滑-横滑联合偏置转向轴原地转向 LuGre
模型

根据 1.2 节的分析,偏置转向轴原地转向时轮
胎既有纵向滑移,又有横向滑移,并且每一处滑移情
况都不相同,需要将单一的纵滑模型扩展到各处滑
移情况不同的纵向-横向联合滑移模型。偏置转向
轴原地转向 LuGre 模型鬃毛的变形应为 x 、 y 和 t 的
函数, z 记为 $z(x,y,t)$,该变形为矢量,也可以表示
为两个方向的标量 $z_*(x,y,t)$, $*$ 为 x 或者 y ,代表
 z 在 X 或者 Y 方向的分量。变形量对时间的导数为

$$\frac{dz_*(x,y,t)}{dt} = \frac{\partial z_*(x,y,t)}{\partial t} + \frac{\partial z_*(x,y,t)}{\partial x} \frac{\partial x}{\partial t} + \frac{\partial z_*(x,y,t)}{\partial y} \frac{\partial y}{\partial t} \tag{8}$$

根据图 3 可知

$$x(t+\Delta t) - x(t) = r\omega\Delta t \tag{9}$$

$$y(t+\Delta t) - y(t) = 0 \tag{10}$$

式中 $x(t)$ ——轮胎上某一点 t 时刻在接地印记的
纵坐标

$y(t)$ ——轮胎上某一点 t 时刻在接地印记的
横坐标

由式(9)、(10)可知, $\partial x/\partial t = r\omega$, $\partial y/\partial t = 0$ 。当
轮胎滚动速度不变时,轮胎接地印记上同一坐标的
鬃毛变形量不随时间改变,即 $\partial z_*(x,y,t)/\partial t = 0$ 。
因此稳态时式(8)变为

$$\frac{dz_*(x,y,t)}{dt} = \frac{\partial z_*(x,y,t)}{\partial x} r\omega \tag{11}$$

假设轮胎沿任意方向的滑动摩擦因数不变,摩
擦阻力的方向和相对运动方向相反,则

$$g(v_{r*}) = g(v_r) \left| \frac{v_{r*}}{v_r} \right| \tag{12}$$

根据式(11)、(12),式(5)变为

$$\frac{\partial z_*(x,y,t)}{\partial x} = \frac{v_{r*}}{r\omega} \left(1 - \frac{\sigma_{0*} \operatorname{sgn}(v_{r*})}{g(v_{r*})} z_*(x,y,t) \right) = \frac{1}{r\omega} \left(v_{r*} - \frac{\sigma_{0*} |v_r|}{g(v_r)} z_*(x,y,t) \right) \tag{13}$$

根据式(1)、(3)、(4)、(13),轮胎的横向和纵
向鬃毛变形方程为

$$\frac{\partial z_x(x,y,t)}{\partial x} = \frac{1}{L+l} \left[l-y - \frac{\sigma_{0x} \sqrt{(l-y)^2 + \left(x-\frac{a}{2}\right)^2}}{u_c + (u_s - u_c) e^{-|\varphi| \sqrt{(l-y)^2 + \left(x-\frac{a}{2}\right)^2} / v_s^{0.5}}} z_x(x,y,t) \right] \tag{14}$$

$$\frac{\partial z_y(x,y,t)}{\partial x} = \frac{1}{L+l} \left[x - \frac{a}{2} - \frac{\sigma_{0y} \sqrt{(l-y)^2 + \left(x-\frac{a}{2}\right)^2}}{u_c + (u_s - u_c) e^{-|\varphi| \sqrt{(l-y)^2 + \left(x-\frac{a}{2}\right)^2} / v_s^{0.5}}} z_y(x,y,t) \right] \tag{15}$$

式中 σ_{0x} ——轮胎纵向刚度系数

σ_{0y} ——轮胎横向刚度系数

式(14)、(15)的解析解无法用初等函数表示,
但可以求其数值解。初始接地点鬃毛变形量为零,
因此变形量的边界条件为 $z_x(0,y,t) = 0$, $z_y(0,y,t) = 0$ 。

因为 $\partial z_*(x,y,t)/\partial t = 0$,式(6)变为

$$dF_*(x,y) = (\sigma_{0*} z_*(x,y,t) + \sigma_{2*} v_{r*}) dF_n(x,y,t) \tag{16}$$

根据式(16),当载荷 F_n 均匀分布时,轮胎纵向
摩擦力 F_x 及横向摩擦力 F_y 为

$$F_x = \frac{F_n}{ab} \int_0^b \int_0^a [\sigma_{0x} z_x(x,y,t) + \sigma_{2x} (l-y) \varphi] dx dy \tag{17}$$

$$F_y = \frac{F_n}{ab} \int_0^b \int_0^a \left[\sigma_{0y} z_y(x,y,t) + \sigma_{2y} \left(x - \frac{a}{2} \right) \varphi \right] dx dy \tag{18}$$

轮胎受到的力相对于转向中心的力矩 M 为

$$M = \frac{F_n}{ab} \left\{ \int_0^b \int_0^a [\sigma_{0x} z_x(x,y,t) + \sigma_{2x} (l-y) \varphi] \cdot (L+y) dx dy + \int_0^b \int_0^a \left[\sigma_{0y} z_y(x,y,t) + \sigma_{2y} \left(x - \frac{a}{2} \right) \varphi \right] \left(\frac{a}{2} - x \right) dx dy \right\} \tag{19}$$

式中 σ_{2x} ——轮胎纵向相对黏滞阻尼系数

σ_{2y} ——轮胎横向相对黏滞阻尼系数

框架绕转向中心匀速转向,轮胎受到的纵向摩
擦力和横向摩擦力绕转向中心力矩的和应为零,即
匀速转向时 $M = 0$ 。式(17)~(19)中的 F_x 、 F_y 、 M

同样没有解析解,但可以求其数值解。求 F_x 、 F_y 的步骤为:先假设纯滚动列与内侧胎边距离 $l = b/2$,求 M 的值,当 $M < 0$ 时, l 增加 Δl ,再次求 M 值,反复这个过程,直到 $M > 0$ 。当 Δl 足够小时, M 由负转正的 l 值将非常接近实际值,将该 l 值代入式 (17)、(18),即可求得该情况下的纵向摩擦力与横向摩擦力的数值解。

2 试验装置与数据处理

2.1 试验装置与试验方法

测试装置机械部分实物与轴套滑块局部如图 5 所示,因为滚轮滑块可以绕水平轴转动,滑块轴套整体又可以绕偏置转向轴转动,因此直线导轨等组成的框架具有 3 个自由度,即绕水平轴与转向轴转动,以及沿滚轮滑块移动。轴套和后框架之间连接了拉压力传感器后,会限制框架移动,从而测出横向力。

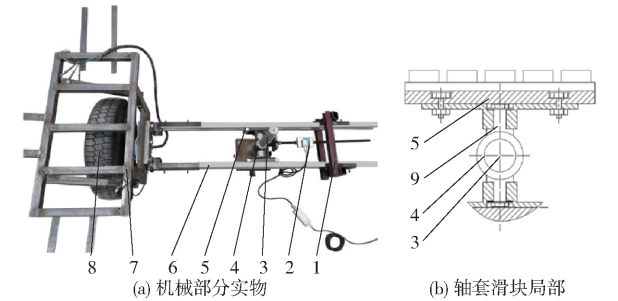


图 5 测试装置实物和轴套滑块局部图
Fig. 5 Photo of test device and enlarged view of sleeve and slider

1. 后框架 2. 拉压力传感器 3. 偏置转向轴 4. 转向轴套 5. 滚轮滑块 6. 直线导轨 7. 配重架 8. 电动轮 9. 水平轴

主要仪器:玲珑 155R13C 型轮胎,胎压 230 kPa; Campbell cr1000 型数据采集器;轮毂电机母线电流传感器为华控兴业 HKK-10I 型直流电流变送器,量程为 0~20 A,输出 0~5 V 电压信号,精度 0.5%;车轮转数传感器为杰特仕增量型光电旋转编码器,360 脉冲/转,通过齿轮变速后,车轮转动一圈输出 1 800 个脉冲信号,可保证低速时的采集精度;中诺 ZNLBS 型高精度拉压力传感器,量程 0~100 kg,输出 0~5 V 电压信号,精度 0.05%。

试验方法:试验设两个因素,轮胎垂直载荷与偏置距离。垂直载荷 3 个水平,分别为 980、1 470、1 960 N。偏置距离 4 个水平,分别为 0.35、0.45、0.60、0.80 m。共 12 个水平组合;每个水平组合重复做 6 组,其中 3 组轮胎绕转向轴顺时针转向,3 组绕逆时针转向;每组转向圈数都超过 6 圈。测试量包括:轮毂电机的母线电流、车轮转速以及传感器输出横向力。

2.2 受力分析与摩擦力计算方法

为了根据测得的试验结果计算轮胎实际受到的横向摩擦力和纵向摩擦力,需要对运行过程中的框架和车轮进行受力分析,如图 6 所示。

2.2.1 加载及实际载荷分析

通过在配重架上加减配重调节载荷,其静止时的值可以通过将框架升高,轮胎放置到电子秤上,调平后测量。

转动过程中的载荷通过框架受力主视图(图 6a)分析。转向时框架不绕水平轴旋转,各力相对水平轴的合力矩为零,即

$$F_n = (mgS - F_y r) / p \quad (20)$$

式中 m ——框架加配重等转向物体的总质量

S ——总质量重心到转向轴的距离

静止状态时 F_y 等于 0, $F_n = mgS/p$ 。当轮胎转动时,因为 F_y 增加, F_n 会减少,即转向过程中的实际载荷小于静止载荷。偏置距离越小,载荷变化越大。考虑到测得的横向力最大为 643 N,车轮转动过程中载荷的变化不可忽略,因此仿真过程中的载荷要按式(20)算出的实际载荷计算,接地印记也要通过对初始载荷印记拟合得出。

2.2.2 横向摩擦力分析

框架受力俯视图(图 6c)反映了框架的各径向力。框架径向受到的力包括轮胎横向摩擦力 F_y , 框架及配重等的离心力 F_L , 以及力传感器受到的拉/压力 F_c , 转向过程中没有径向运动,所以三者的矢量和为零,即

$$F_y = F_c - F_L \quad (21)$$

每个时刻传感器测的压力减去相应时刻计算得

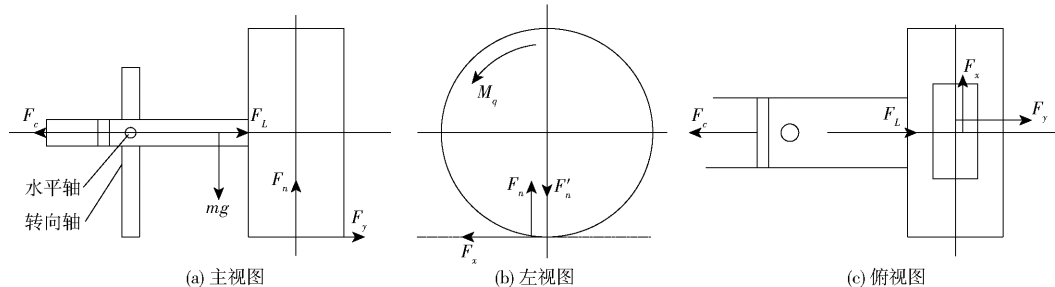


图 6 车轮和框架受到的合力分析

Fig. 6 Analysis of resultant forces on wheel and frame

到的离心力即可求得对应时刻的轮胎横向摩擦力。框架和配重等物体绕转向轴旋转,受到的离心力等于各部分离心力的和,计算方程为

$$F_L = \int s \varphi^2 dm = m S \varphi^2 \tag{22}$$

式中 s ——各微质量到转向中心的距离

式(22)说明总离心力等于位于重心的等重质点的离心力,因此总离心力可通过测量计算。实际上因为重心距离短,转向角速度低,离心力只有几十牛顿,对整体横向摩擦力影响不大。

2.2.3 纵向摩擦力分析

车轮转动时,轮胎受到的合力分析如图 6b 所示。各合力绕转动中心的力矩包括电机的驱动力矩 M_q ,由于支撑力 F_n 前移造成的轮胎滚动阻力矩 M_z ,以及大小等于 $F_x r$ 的轮胎纵向摩擦力力矩。车轮匀速滚动时,合力矩为零,即

$$F_x = (M_q - M_z)/r \tag{23}$$

因此轮胎纵向摩擦力可以通过驱动力矩计算得出,驱动力矩可以通过在电机测试台架上对以同样转速、同样母线电流运转的同一电机测量得到。

轮胎滚动阻力系数取 0.01^[26],忽略转向时的载荷改变,在 3 种载荷下,滚动阻力矩分别为 2.57、3.90、5.14 N·m。

在初始静止状态下,测量载荷 980、1 470、1 960 N 时对应的轮胎滚动半径 r 分别为 0.267 8、0.265 3、0.262 3 m。

3 试验结果与分析

3.1 电流、转速与横向力测试数据

偏置距离 0.45 m、载荷 1 960 N 时,其中一次的测试数据如图 7 所示,图中第 1 段试验轮胎顺时针转向,可以看到轮胎自转超过 10 圈,第 2 段逆时针转向,第 3 段顺时针转向。整个运行期间轮胎转速、电流和横向力虽有波动,但大致平稳。选取速度比较平稳之后,相同圈数的正转和反转的时间段进行平均,得到车轮近似匀速运动时的电机母线电流、转

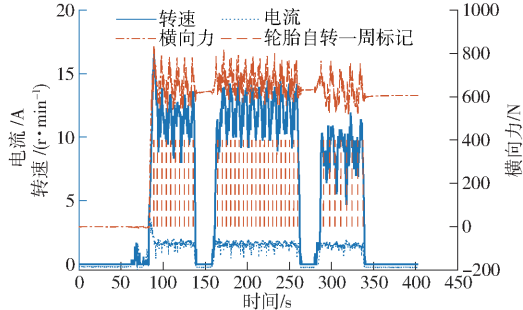


图 7 偏置距离 0.45 m、载荷 1 960 N 时的测试结果
Fig. 7 Test record when offset distance was 0.45 m and load was 1 960 N

速和横向力。从图中可以看到,第 1 段和第 3 段虽然转速相差很多,但是平均横向力非常接近,实际上去除离心力后,两者的平均值几乎相等。所以横向力和车轮转速无关,但会受到转向方向影响,初步判断是因为制造误差,车轮轴的延长线不通过偏置转向轴,而是有 1.5 mm 左右的误差,导致顺时针和逆时针转向时横向力有一些差别。

3.2 LuGre 模型参数辨识方法与结果

式(14)、(15)、(17)~(19)为轮胎 LuGre 动力学方程,需要对方程中的参数进行确定和识别。初始静止状态下接地印记尺寸 a 和 b 通过实测得到,其值如表 1 所示,转向状态下接地印记尺寸根据实际载荷拟合得到。转向角速度 φ 对最终结果影响很小,试验过程中其值在 0.5~0.8 rad/s 之间,取其平均值 0.6 rad/s。因为轮胎转速很慢, σ_{2x} 、 σ_{2y} 影响极小,都取 0.001 8 s/m^[18]。根据初步辨识,发现 v_s 对结果影响较小,根据初步辨识结果取 3.6 m/s。

表 1 不同静态载荷的实测接地印记尺寸
Tab.1 Measured values of contact patch under different static loads

static loads			m
参数	载荷/N		
	980	1 470	1 960
<i>a</i>	0.086	0.098	0.108
<i>b</i>	0.065	0.076	0.080

方程中需要辨识的动态参数包括: σ_{0x} 、 σ_{0y} 、 u_s 、 u_c 。张鹏等^[23]研究表明,上述 4 个参数随着载荷而改变。因此参数识别要按照载荷进行,但为了体现整体特点,忽略了转向时载荷的改变,同一初始载荷认为参数相同。

因为方程没有解析解,无法直接用最小二乘法辨识。为此将动力学方程作为一个黑盒,输入一组参数,根据 1.3.2 节的方法,可以求出其数值解与总加权二乘值,其中纵向摩擦力二乘值权重取 25,横向摩擦力权重为 1。参数辨识时,先根据现有文献,确定各参数的预设值;接着按照参数对结果的影响程度,轮流固定其余参数,辨识一个参数,几轮之后参数不再改变,即可认为是最终的辨识结果。预仿真表明,参数影响程度从大到小依次为 u_s 、 σ_{0y} 、 σ_{0x} 、 u_c 。

对单个参数进行初步辨识的原理是以一定的步长增加该参数,当总二乘值减小时,说明调整参数方向正确,继续以原步长改变参数;当总二乘值增加时,说明步长方向错误,也说明已经靠近最佳参数,则步长变成原来的 $-1/2$ 。反复进行上述步骤,即可以倍增的精度找到最佳参数。

识别过程中发现,静摩擦因数影响较小;库伦摩擦因数对横向摩擦力影响巨大,对纵向摩擦力影响较小;横向刚度系数和纵向刚度系数对横向摩擦力影响很小,对纵向摩擦力影响较大。参数识别结果如图 8 所示。从图中可以看出,随着载荷增加,库伦摩擦因数和静摩擦因数变化很小,纵向刚度系数近似线性减少,而横向刚度系数随载荷变化呈非线性。

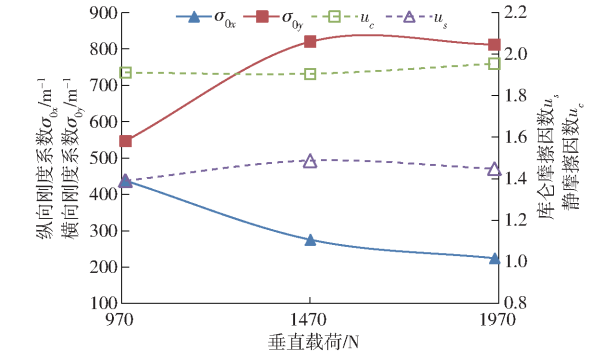


图 8 LuGre 模型的参数识别结果

Fig. 8 Parameter identification results of LuGre model

3.3 仿真与实测结果对比

纵向摩擦力的实测值和仿真值对比如图 9a 所示,图中显示的是力的绝对值,实际值为负值,表示其方向指向轮胎前方,阻碍轮胎滚动。从图中可以看到,实测结果和仿真结果基本一致;但也发现偏置距离较小时仿真结果大于实测结果,偏置距离较大时仿真结果小于实测结果,即仿真纵向摩擦力比实测值变化更快。这可能是因为偏置距离小时,实际载荷降低多,滚动阻力也应该同样降低,按滚动阻力不变计算的实测值较真实值小。

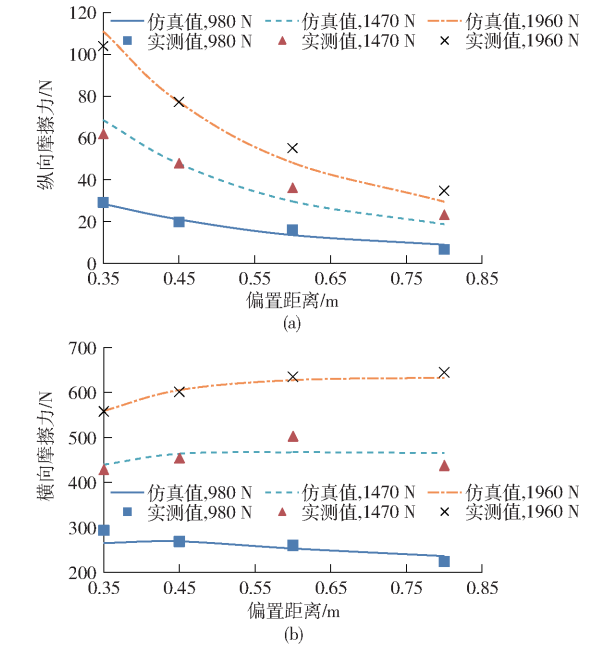


图 9 台架测试时纵向与横向摩擦力的仿真值与实测值
Fig. 9 Simulation and measured value of longitudinal and lateral friction force during bench test

横向摩擦力的实测值和仿真值对比如图 9b 所示,图中横向摩擦力为正值,代表方向指向轮胎外侧。图中可见实测结果和仿真结果基本一致,相对误差较小。

3.4 柔性底盘原地姿态切换轮胎摩擦力仿真

图 9 中的载荷为初始静态载荷,因为横向力的存在,在仿真和台架转向过程中实际载荷要小于此值。但柔性底盘实际姿态切换过程中,轮胎载荷一直等于车重量的 1/4,因此台架测试结果并不能完全反映真实情况。通过识别的参数,按照载荷不变进行横向与纵向摩擦力仿真,结果如图 10 所示。从图中可以看到载荷越大,纵向摩擦力越大;同一载荷下,偏置距离小于 0.40 m 时,纵向摩擦力急剧增加,偏置距离 0.20 mm、载荷 1 960 N 时,纵向摩擦力达到 376 N,所需驱动力矩已经达到 100 N·m,试验中所用的电动轮将无法驱动。对纵向摩擦力曲线进行拟合,得到 $F_x = 2.87 \times 10^{-5} F_n^{1.82} / p^{1.61}$,曲线的拟合度为 0.995 3,均方根误差为 5.95 N。可以看出,纵向摩擦力与载荷的 1.82 次方成正比,与偏置距离的 1.61 次方成反比。分析横向摩擦力发现,横向摩擦力远大于纵向摩擦力,载荷越大,横向摩擦力越大;同样载荷下,随着偏置距离的增加,横向摩擦力先增加后减少,但与纵向摩擦力相比,变化较平缓;随着载荷增加,横向摩擦力最大值对应的偏置距离增加,载荷 980、1 470、1 960 N 时,最大横向摩擦力对应的偏置距离分别为 0.27、0.41、0.59 m。

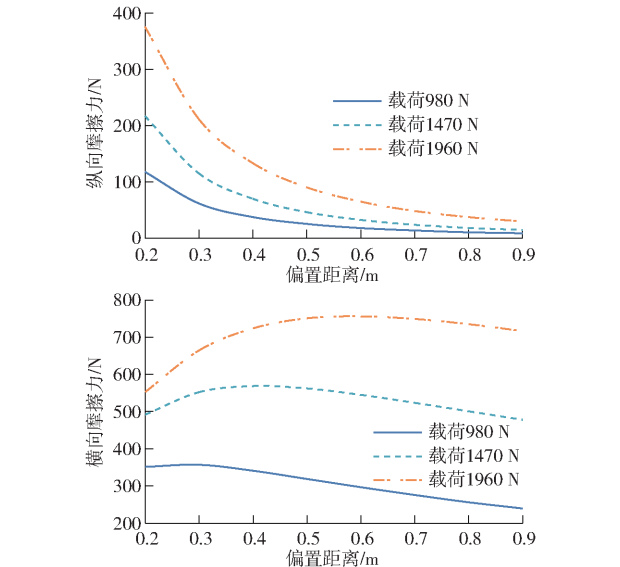


图 10 姿态切换时轮胎摩擦力仿真结果
Fig. 10 Simulation results of tire friction during vehicle form switching

3.5 轮胎磨损

在试验过程中发现,原地滚动转向对轮胎有一定的磨损。图 11 为轮胎转向十多圈后在地面上留

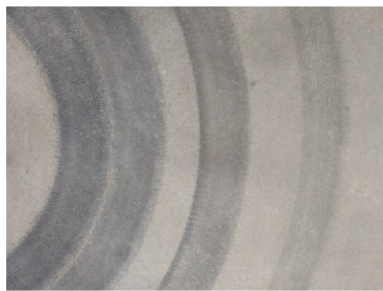


图 11 试验结束后轮胎在地面上留下的摩擦痕迹

Fig. 11 Friction marks left by tire on ground after experiments

下的类似原地转向的磨损痕迹,从痕迹看,随着偏置距离的减小,磨损程度增加。偏置距离 0.35 m 时,即使只转过一圈,也会在地面上留下轻微的痕迹。

4 结论

(1) 偏置转向轴原地转向过程中轮胎的力学模型可以用基于 LuGre 摩擦的轮胎模型表述。

(2) 柔性底盘原地姿态切换时,受到阻碍轮胎滚动的纵向摩擦力。随着偏置距离的减小,纵向摩擦力迅速增加,其值与载荷的 1.82 次方成正比,与偏置距离的 1.61 次方成反比。

(3) 柔性底盘原地姿态切换时,受到指向轮胎外侧较大的横向摩擦力。随着偏置距离的增加,横向摩擦力先增加、后减少,但变化较为平缓;随着载荷增加,横向摩擦力增加,其最大值对应的偏置距离增加。

参 考 文 献

- [1] 刘继展. 温室采摘机器人技术研究进展分析[J/OL]. 农业机械学报, 2017, 48(12):1-18.
LIU Jizhan. Research progress analysis of robotic harvesting technologies in greenhouse[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(12):1-18. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20171201&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2017.12.001. (in Chinese)
- [2] 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/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(6):61-66.
ZOU Fuxing, LI Jianping, HE Xiangyi, et al. Design and experiment of self-propelled water body restoration plants harvester[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(6):61-66. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20160609&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.06.009. (in Chinese)
- [3] 齐飞, 魏晓明, 张跃峰. 中国设施园艺装备技术发展现状与未来研究方向[J]. 农业工程学报, 2017, 33(24):1-9.
QI Fei, WEI Xiaoming, ZHANG Yuefeng. Development status and future research emphases on greenhouse horticultural equipment and its relative technology in China[J]. Transactions of the CSAE, 2017, 33(24):1-9. (in Chinese)
- [4] 路敌. 温室作业机的柔性底盘及其控制系统研究与开发[D]. 杨凌: 西北农林科技大学, 2011.
LU Di. Research and development for flexible chassis and its control system of conservatory work machines[D]. Yangling: Northwest A&F University, 2011. (in Chinese)
- [5] 宋树杰. 农用柔性底盘的运动特性与控制策略研究[D]. 杨凌: 西北农林科技大学, 2017.
SONG Shujie. Research on kinematical features and control strategy of agricultural flexible chassis[D]. Yangling: Northwest A&F University, 2017. (in Chinese)
- [6] 李翊宁, 周伟, 宋树杰, 等. 温室作业用柔性底盘试验样机的设计[J]. 农业工程学报, 2017, 33(19):41-50.
LI Yining, ZHOU Wei, SONG Shujie, et al. Design of experimental prototype of flexible chassis used in greenhouse[J]. Transactions of the CSAE, 2017, 33(19):41-50. (in Chinese)
- [7] SONG Shujie, GUO Kangquan. Automatic tracking steering system for off-centered flexible chassis steering axis based on fuzzy-PI composite control[J]. Journal of Intelligent and Fuzzy Systems, 2018, 35(1):187-195.
- [8] 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/OL]. 农业机械学报, 2018, 49(9):346-352.
QU Jiwei, GUO Kangquan, LI Yining, et al. Experiment and optimization of mode switching controlling parameters for agricultural flexible chassis[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(9):346-352. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20180940&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.09.040. (in Chinese)
- [9] 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 Shujie, QU Jiwei, LI Yining, et al. Experiment on movement and dynamic property of driving wheel with offset steering shaft for agricultural vehicle[J]. Transactions of the CSAE, 2015, 31(23):28-34. (in Chinese)
- [10] MA Biao, YANG Yiyong, LIU Yahui, et al. Analysis of vehicle static steering torque based on tire-road contact patch sliding model and variable transmission ratio[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2016, 8(9):1-11.
- [11] 朱先民, 宋健. 基于 LuGre 模型的商用车原地转向阻力矩[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2019, 59(7):575-579.
ZHU Xianmin, SONG Jian. LuGre model for the steering resistance torque of stationary commercial trucks[J]. Journal of Tsinghua University(Science and Technology), 2019, 59(7):575-579. (in Chinese)
- [12] 庄晔, 郭孔辉. 基于 LuGre 模型的轮胎原地转向模型[J]. 汽车技术, 2008(7):1-6.
ZHUANG Ye, GUO Konghui. Tire spot turn model based on LuGre model[J]. Automobile Technology, 2008(7):1-6. (in Chinese)

- Robotics research. Springer, Cham., 2017: 525 – 540.
- [16] 赵云伟,耿德旭,刘晓敏,等. 三自由度气动柔性驱动器结构功能与形变特性研究[J/OL]. 农业机械学报, 2017, 48(9):392 – 401.
ZHAO Yunwei, GENG Dexu, LIU Xiaomin, et al. Structure and deformation characteristics of 3-DOF pneumatic flexible actuator[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(9): 392 – 401. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20170950&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2017.09.050. (in Chinese)
- [17] 赵云伟,耿德旭,刘晓敏,等. 气动柔性关节仿生六足机器人步态规划与运动性能研究[J/OL]. 农业机械学报, 2018, 49(2): 385 – 394,418.
ZHAO Yunwei, GENG Dexu, LIU Xiaomin, et al. Gait planning and kinematics of bionic hexapod robot based on pneumatic flexible joint[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(2): 385 – 394, 418. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20180250&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.02.050. (in Chinese)
- [18] BELDING L, BAYTEKIN B, BAYTEKIN H T, et al. Slit tubes for semisoft pneumatic actuators[J]. Advanced Materials, 2018, 30(9):1704446.
- [19] YAP H K, NG H Y, YEOW C H. High-force soft printable pneumatics for soft robotic applications[J]. Soft Robotics, 2016, 3(3):144 – 158.
- [20] TOLLEY M T, SHEPHERD R F, MOSADEGH B, et al. A resilient, untethered soft robot[J]. Soft Robotics, 2014, 1(3): 213 – 223.
- [21] MARCHESE A D, ONAL C D, RUS D. Autonomous soft robotic fish capable of escape maneuvers using fluidic elastomer actuators[J]. Soft Robotics, 2014, 1(1): 75 – 87.
- [22] WEHNER M, TRUBY R L, FITZGERALD D J, et al. An integrated design and fabrication strategy for entirely soft, autonomous robots[J]. Nature, 2016, 536(7617): 451 – 455.
- [23] WEHNER M, TOLLEY M T, MENGÜÇ Y, et al. Pneumatic energy sources for autonomous and wearable soft robotics[J]. Soft Robotics, 2014, 1(4): 263 – 274.
- [24] MICHAEL T T, ROBERT F S, MICHAEL K, et al. An untethered jumping soft robot[C] // IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots & Systems. IEEE, 2014.
- [25] KHOURY A, HUGONNOT S, COSSUS J, et al. From mouth-to-mouth to bag-valve-mask ventilation: evolution and characteristics of actual devices—a review of the literature[J]. BioMed Research International, 2014, 2014: 1 – 7.
-

(上接第 392 页)

- [13] KIM D H, TAK T O, KUK M G, et al. Evaluation and experimental validation of steering efforts considering tire static friction torque and suspension and steering systems characteristics[C] // 14th Asia Pacific Automotive Engineering Conference, 2007.
- [14] SHARP R S, GRANGER R. On car steering torques at parking speeds[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2003, 217(2): 87 – 96.
- [15] WEI Yintao, OERTEL C, LIU Yahui, et al. A theoretical model of speed-dependent steering torque for rolling tyres[J]. Vehicle System Dynamics, 2016, 54(1): 20 – 30.
- [16] 刘莉,陶亮,孙小明,等. 基于 ABAQUS 的测力车轮有限元建模与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2020, 51(5):387 – 394.
LIU Li, TAO Liang, SUN Xiaoming, et al. Finite element modeling and testing for force-measuring wheel based on ABAQUS [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(5):387 – 394. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20200543&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2020.05.043. (in Chinese)
- [17] CLAEYS X, YI Jingang, ALVAREZ L, et al. A dynamic tire/road friction model for 3D vehicle control and simulation[C] // IEEE Intelligent Transportation Systems Conference Proceedings Oakland, 2001.
- [18] VELENIS E, TSOTRAS P, CANUDAS D W C, et al. Dynamic tire friction models for combined longitudinal and lateral vehicle motion[J]. Vehicle System Dynamics, 2005, 43(1):3 – 29.
- [19] CANUDAS D W C, OLSSON H, LISCHINSKY P. A new model for control of systems with friction[J]. IEEE Transactions on Automatic Control, 1995, 40(3): 419 – 425.
- [20] CANUDAS D W C, TSOTRAS P, VELENIS E, et al. Dynamic friction models for road/tire longitudinal interaction[J]. Vehicle System Dynamics, 2003, 39(3): 189 – 226.
- [21] CLAEYS X, CANUDAS D W C, YI Jingang, et al. A new 3D dynamic tire/road friction model for vehicle simulation and control[C] // Proceedings of the ASME-IMECE World Conference, New York, 2001.
- [22] 李胜琴,赵银宝. 基于 LuGre 摩擦理论的动态轮胎模型研究[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2017, 31(7): 34 – 39.
LI Shengqin, ZHAO Yinbao. Research of dynamic tire model based on LuGre friction theory[J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science), 2017, 31(7): 34 – 39. (in Chinese)
- [23] 张鹏,张明,夏群生,等. 基于 LuGre 摩擦模型的轮胎稳态模型参数识别[J]. 农业机械学报, 2008, 39(5): 204 – 207.
- [24] 张森. LuGre 轮胎模型与车辆动力学软件的接口研究和实现[D]. 西安:长安大学, 2014.
ZHANG Miao. Study and implementation on interface between LuGre tire model and vehicle dynamics software[D]. Xi'an: Chang'an University, 2014. (in Chinese)
- [25] LI Chunbo, PAVELESCU D. The friction-speed relation and its influence on the critical velocity of the stick-slip motion[J]. Wear, 1982, 82(3): 277 – 289.
- [26] 余志生. 汽车理论[M]. 5 版. 北京:机械工业出版社, 2009.