

四履带车辆转向性能仿真研究*

李勇^{1,2} 姚宗伟¹ 王国强¹

(1. 吉林大学机械科学与工程学院, 长春 130025; 2. 徐州工程机械科技股份有限公司, 徐州 221005)

【摘要】 针对四履带车辆特点,建立了考虑履带宽度以及滑转、滑移的四履带车辆稳态转向数学模型,并对模型进行了数值求解,分析了各因素对其稳态转向性能的影响。基于多刚体动力学软件 RecurDyn 对某四履带车辆进行了虚拟样机转向仿真试验,仿真结果与理论计算吻合较好,证明模型具有较高的可靠性。

关键词: 四履带车辆 转向 数值模拟 数学模型

中图分类号: S219.2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2011)02-0034-05

Steering Performance Simulation of Four-tracked Vehicle

Li Yong^{1,2} Yao Zongwei¹ Wang Guoqiang¹

(1. College of Mechanical Science and Engineering, Jilin University, Changchun 130025, China

2. Xuzhou Construction Machinery Science and Technology Co., Ltd., Xuzhou 221005, China)

Abstract

Based on the characteristics of four-tracked vehicles, the mathematical model of steady steering on firm ground was established, considering the crawler width and skid-steering. The influences of the factors on the steering performance were analyzed. The virtual prototype of a four-tracked vehicle was built based on the multi-body dynamics software RecurDyn and the steering tests were completed. The virtual prototype simulation results accorded well with the numerical results, which verified the correction of the theoretical model.

Key words Four-tracked vehicle, Steering, Numerical simulation, Mathematical model

引言

大型履带行走装置因具有接地比压低、工作环境适应性强等优点而用于斗轮挖掘机、排土机、破碎站等大型移动式运输设备。同时由于工作载荷大,大型履带行走装置需要配备高功率的驱动系统;而驱动系统的成本和与其匹配的部件要求也随着功率的提高而急剧加大。

目前,对三履带、六履带行走装置的研究较多,并取得了一定成果,但对四履带的研究并不多见^[1-3],对其稳态转向性能的研究很少。Steeds^[4]在理论上对滑移转向问题进行了较为详尽的描述;在其基础上 Weiss^[5]、Croscheck^[6]、Kitano 和 Jyozaki^[7]、Ehlert^[8]等都对滑移转向进行了研究。Wong J Y 对硬路面上具有两履带行走装置车辆的滑移转向理论

进行了修正^[9],得到了较好的结果。但对于四履带的转向问题,目前尚无可直接借鉴的数学模型。本文考虑包括履带宽度在内的各种影响因素,建立四履带行走装置的稳态转向数学模型,采用阻尼牛顿法对数学模型进行数值求解;并针对工程实际,利用虚拟样机技术,采用动力学仿真软件 RecurDyn 作为虚拟样机建模及仿真工具^[10-12],对数学模型进行仿真对比分析,研究其稳态转向性能,为四履带车辆的设计提供参考。

1 四履带车辆稳态转向数学模型

1.1 运动学分析

图1所示为四履带车辆稳态转向运动简图。转向时,通过限定内、外侧履带驱动轮的转速使履带相对履带架具有不同的速度,从而实现车辆绕O点转

收稿日期: 2010-08-16 修回日期: 2010-10-10

* 国家高技术研究发展计划(863计划)资助项目(2007A04Z126)

作者简介: 李勇, 博士生, 徐州工程机械科技股份有限公司高级工程师, 主要从事现代设计理论与方法研究, E-mail: liyong_0518@126.com

通讯作者: 王国强, 教授, 博士生导师, 主要从事现代设计理论与方法研究, E-mail: wgq@jlu.edu.cn

向。改变转速差可以实现不同半径的转向。

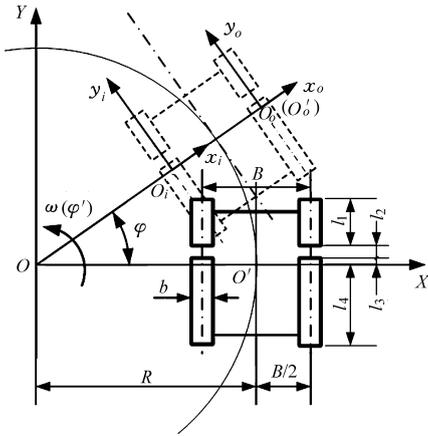


图 1 四履带车辆稳态转向运动简图

Fig. 1 Steady steering schematic diagram of four-track vehicle

为便于分析,分别取转向中心线 OX 与内、外侧履带架的交点作为各履带架随动坐标系的坐标原点 (O_i 和 O_o), 并取各履带架纵向为 y 轴, 横向为 x 轴。选取某一时刻内侧履带架上 O_i 点在履带接地面上的投影 O'_i 进行运动分析。

由履带运动原理可知, O_i 与 O'_i 间的相对速度为

$$v_{O'_i O_i} = r\omega_i \quad (1)$$

式中 r ——驱动轮节圆半径, m

ω_i ——内侧驱动轮角速度, rad/s

该速度即为履带接地面相对于履带架的速度。

而履带架相对于地面的速度如图 2 所示, 为

$$v_{O_i X_i} = \left(R - \frac{B}{2} + x_i \right) \varphi' \quad (2)$$

式中 R ——转向半径, m B ——轨距, m

φ' ——车辆转动角速度, rad/s

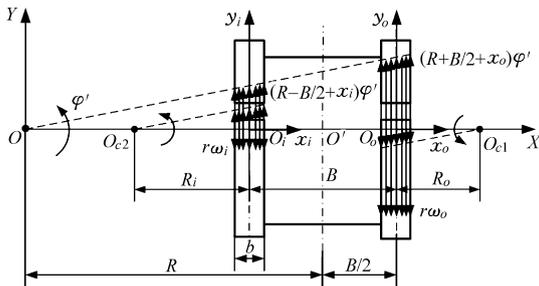


图 2 转向时内、外侧履带速度分析图

Fig. 2 Velocity analysis of inner and outer tracks in steering

因此,履带接地面上相对地面的速度为

$$v_{O'_i X_i} = v_{O_i X_i} - v_{O'_i O_i} \quad (3)$$

通过矢量法可以得到该时刻内侧履带的瞬时中心 O_{c2} 以及瞬时转向半径 R_i 。

$$\frac{\left(R - \frac{B}{2} - \frac{b}{2} \right) \varphi' - r\omega_i}{\left(R - \frac{B}{2} \right) \varphi' - r\omega_i} = \frac{R_i - \frac{b}{2}}{R_i}$$

式中 b ——履带宽度, m

$$\text{即 } R_i = R - \frac{B}{2} - \frac{r\omega_i}{\varphi'} \quad (4)$$

同理可得外侧履带接地面瞬时转向半径

$$R_o = \frac{r\omega_o}{\varphi'} - R - \frac{B}{2} \quad (5)$$

由此可知,在转向时内、外侧履带需要完成围绕各自瞬时中心的旋转运动和沿各自随动坐标系 ($x_i O_i y_i$ 和 $x_o O_o y_o$) 纵向的滑移运动。

1.2 转向力学分析

为简化分析,作如下假设:①履带接地比压均匀。②不计离心力的影响。

以内侧履带接地面上任意一微元 (x_i, y_i) 为对象进行受力分析。该微元与地面间的摩擦力与 x_i 正方向间的夹角为 δ_i , 如图 3 所示。

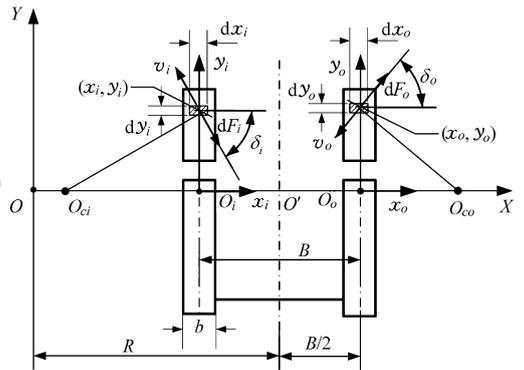


图 3 转向受力分析简图

Fig. 3 Stress analysis diagram of steering

根据假设可知履带接地比压为

$$p = \frac{G}{2b(l_1 + l_3 + l_4)} \quad (6)$$

式中 G ——车辆总重量, kN

l_1 ——前段履带接地长度, m

l_3 ——后段履带接地前端与转向中心线之间的垂直距离, m

l_4 ——后段履带接地后端与转向中心线之间的垂直距离, m

可知该微元所受摩擦力为

$$dF_i = \mu p dA = \mu p dx_i dy_i \quad (7)$$

式中 μ ——地面和履带间的转向阻力系数

Hock 推荐了 μ 的计算公式^[13]

$$\mu = \frac{\mu_{w0}}{\left(1 + \frac{2R}{B} \right)^n} \left(1 - \frac{R}{R_k} \right) \quad (8)$$

式中 μ_{w0} ——中心转向阻力系数

R_k ——履带车辆自有转向半径, m

n ——履带张力指数, 一般在 0.2 ~ 0.5 范围内选取

R_k 受履带形式、履带状态(如间隙和弹性)影响,即取决于履带预张力和磨损。对于大型履带 R_k 可取 $200R \sim 500R$ 。

将 dF_i 分解到 x_i 方向可得

$$dF_{ix} = dF_i \cos \delta_i = \mu p \cos \delta_i dx_i dy_i \quad (9)$$

由图中几何关系分析可知

$$\cos \delta_i = \frac{y_i}{\sqrt{(R_i + x_i)^2 + y_i^2}} \quad (10)$$

则可知内侧履带受到的侧向力为

$$F_{ix} = \int_{-l_4}^{l_3} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \mu p \cos \delta_i dx_i dy_i + \int_{l_2+l_3}^{l_1+l_2+l_3} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \mu p \cos \delta_i dx_i dy_i \quad (11)$$

同理,可以得到内侧履带受到的牵引力为

$$F_{iy} = - \int_{-l_4}^{l_3} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \mu p \sin \delta_i dx_i dy_i - \int_{l_2+l_3}^{l_1+l_2+l_3} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \mu p \sin \delta_i dx_i dy_i \quad (12)$$

$$\text{其中} \quad \sin \delta_i = \frac{R_i + x_i}{\sqrt{(R_i + x_i)^2 + y_i^2}} \quad (13)$$

取逆时针方向为正,绕 O_i 点的转向阻力矩为

$$M_{O_i} = - \int_{-l_4}^{l_3} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \mu p \cos \delta_i y_i dx_i dy_i - \int_{-l_4}^{l_3} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \mu p \sin \delta_i x_i dx_i dy_i - \int_{l_2+l_3}^{l_1+l_2+l_3} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \mu p \cos \delta_i y_i dx_i dy_i - \int_{l_2+l_3}^{l_1+l_2+l_3} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \mu p \sin \delta_i x_i dx_i dy_i \quad (14)$$

同理,可得外侧履带的侧向力、牵引力和转向阻力矩表达式为

$$F_{ox} = \int_{-l_4}^{l_3} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \mu p \cos \delta_o dx_o dy_o + \int_{l_2+l_3}^{l_1+l_2+l_3} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \mu p \cos \delta_o dx_o dy_o \quad (15)$$

$$F_{oy} = \int_{-l_4}^{l_3} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \mu p \sin \delta_o dx_o dy_o + \int_{l_2+l_3}^{l_1+l_2+l_3} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \mu p \sin \delta_o dx_o dy_o \quad (16)$$

$$M_{O_o} = \int_{-l_4}^{l_3} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \mu p \cos \delta_o y_o dx_o dy_o + \int_{-l_4}^{l_3} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \mu p \sin \delta_o x_o dx_o dy_o + \int_{l_2+l_3}^{l_1+l_2+l_3} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \mu p \cos \delta_o y_o dx_o dy_o + \int_{l_2+l_3}^{l_1+l_2+l_3} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \mu p \sin \delta_o x_o dx_o dy_o \quad (17)$$

1.3 稳态转向方程

履带行走装置稳态转向时,力学平衡方程为

$$\sum F_x = F_{ox} + F_{ix} = 0 \quad (18)$$

$$\sum F_y = F_{oy} + F_{iy} = 0 \quad (19)$$

$$\sum M_{O_i} = F_{oy} \left(R + \frac{B}{2} \right) + F_{iy} \left(R - \frac{B}{2} \right) + M_{O_{oi}} + M_{O_{oo}} = 0 \quad (20)$$

将式(11)~(17)代入方程(18)~(20),消去 l_3 、 R_o 、 R_i 即可得到力及力矩与转向半径之间的关系,从而可根据滚动阻力得到驱动轮的驱动力

$$F_{Q_o} + F_{oy} + F_{R_o} = 0 \quad (21)$$

$$F_{Q_i} + F_{iy} + F_{R_i} = 0 \quad (22)$$

式中 F_{Q_o} ——外侧履带驱动力,kN

F_{Q_i} ——内侧履带驱动力,kN

F_{R_o} ——外侧履带滚动阻力,kN

F_{R_i} ——内侧履带滚动阻力,kN

对于大型履带,滚动阻力的相对波动范围小,可近似表示为^[14]

$$F_R = f_g G \quad (23)$$

式中 f_g ——滚动阻力系数,一般软路面取 0.08 ~ 0.12,硬路面取 0.03 ~ 0.06,本文取 0.1

根据假设可以得到

$$F_{R_o} = F_{R_i} = \frac{1}{2} F_R \quad (24)$$

2 数值计算及虚拟样机仿真

2.1 履带行走装置参数

所要计算的对象为某大型四履带车辆,主要参数见表1。

表1 四履带车辆主要参数

Tab.1 Main parameters of four-tracked vehicle

参数	数值
车辆质量 m/t	392.4
前段履带接地长度 l_1/m	4
两段间隔 l_2/m	2
后段履带接地长度 $l_3 + l_4/m$	6
轨距 B/m	11
履带宽度 b/m	2
中心转向阻力系数 μ_{wo}	0.5

2.2 计算结果及分析

将表1中的参数代入所建立模型中,并利用阻尼牛顿法求解。阻尼牛顿法可以保证迭代点的严格下降性,同时可以保证得到的迭代点更接近极值点,具有理想的收敛效果^[15]。该算法的迭代步骤如下:

(1) 给定初始点 $x^{(0)}$ 和收敛精度 ε ,置 $k=0$ 。

(2) 计算函数在点 $x^{(0)}$ 上的梯度、二阶导数矩阵及其逆矩阵。

(3) 构造搜索方向

$$s^{(k)} = -H(x^{(k)})^{-1} \nabla f(x^{(k)})$$

(4) 沿方向 $s^{(k)}$ 作一维搜索, 得迭代点

$$x^{(k+1)} = x^{(k)} + \alpha_k s^{(k)}$$

(5) 收敛判断: 若 $\|\nabla f(x^{(k+1)})\| \leq \varepsilon$, 则令最优解为 $x^* = x^{(k+1)}$, $f(x^*) = f(x^{(k+1)})$, 终止计算; 否则令 $k = k + 1$, 转步骤(2)继续迭代。

对模型进行数值求解可以得到驱动力和转向半径、轨距、履带宽度以及履带接地长度之间的关系, 如图 4~8 所示。

由图 4 曲线可知, 当转向半径 R 较小时, 外侧驱动轮驱动力 F_{Qo} 很大而内侧驱动轮起制动作用; 随着 R 的逐渐增大, F_{Qo} 逐渐减小而 F_{Qi} 变成驱动力, 且随 R 的增大而逐渐增大; 当 R 等于轨距的一半时, 内侧履带受到的牵引力和滚动阻力 F_R 反向, 因此会产生一个突变, 突变量的大小为滚动阻力 F_R ; 当 R 足够大时, 车辆近似于直行, 此时内外侧驱动力趋于相等。

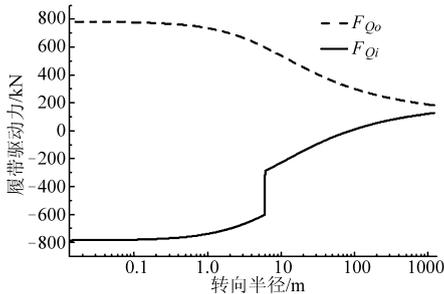


图 4 驱动力与转向半径关系曲线

Fig. 4 Relationship curves of driven force and steering radius

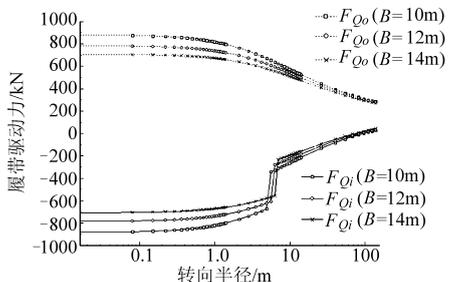


图 5 不同轨距下驱动力与转向半径关系曲线

Fig. 5 Relationship curves of driven force and gauge

图 5 所示为不同轨距 B 下内、外侧履带驱动力 F_{Qi} 、 F_{Qo} 随半径的变化曲线。随着轨距的增大, 驱动力减小; 当 R 较小时, B 对驱动力的影响较大, 而当 R 较大时, 改变 B 并不能显著改变驱动力。

图 6 所示为接地比压相同(接地长度变化)的情况下履带宽度 b 对驱动力的影响曲线。随着 b 的

增大, 驱动力减小; 当 R 较小时, b 对驱动力的影响很大, 而当 R 较大时, b 对驱动力的影响减弱。

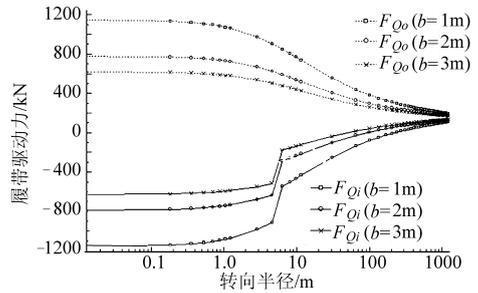


图 6 相同接地比压下驱动力与履带宽度关系曲线

Fig. 6 Relationship curves of driven force and crawler width under the same grounding pressure

图 7 所示为接地长度不变(接地比压变化)的情况下履带宽度 b 对驱动力的影响曲线。随着 b 的增大, 驱动力增大; 而 b 对驱动力的影响较小。该曲线的实际意义在于可以指导履带车辆在不同作业场所的通用化设计, 或在不同环境下的临时应急设计。即一旦车辆的接地比压超过环境的允许承载值时, 在保证履带驱动能力有少量裕度的前提下, 可以直接采取加大 b 的办法以降低接地比压, 此时履带装置的其他系统参数可暂时不做改变而实现车辆转弯。

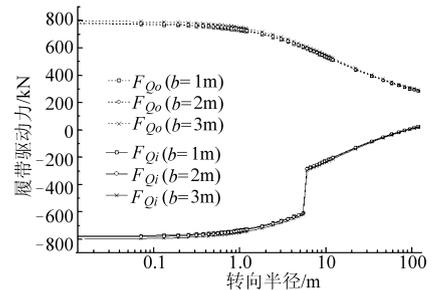


图 7 相同接地长度下驱动力与履带宽度关系曲线

Fig. 7 Relationship curves of driven force and crawler width under the same ground length

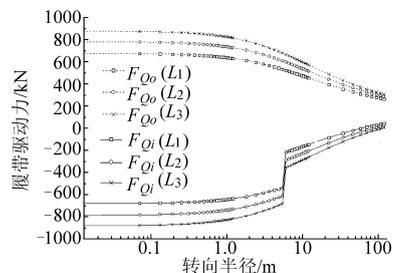


图 8 相同履带宽度下驱动力与接地长度关系曲线

Fig. 8 Relationship curves of driving force and ground length under the same crawler width

图 8 所示为履带宽度不变(接地比压变化)的情况下接地长度 L 对驱动力的影响曲线, 其中 $L_1 < L_2 < L_3$ 。随着 L 的增大, 驱动力增大; 而 L 对驱动力的影响较大, 即在设计时应慎重考虑以增大接

地长度来改善接地比压的设计方案。

2.3 虚拟样机仿真

为了验证四履带车辆滑移转向的数学模型,采用虚拟样机技术进行验证,利用 RecurDyn 软件进行建模及仿真。低速履带模块 Track(LM)是专为履带式工程车辆设计的低速履带系统工具包。图9所示为 RecurDyn 建立的虚拟样机模型。

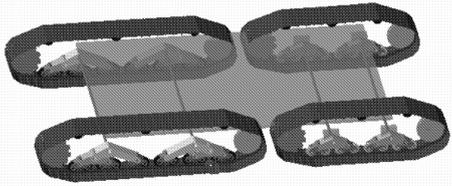


图9 RecurDyn 建立的虚拟样机模型

Fig.9 Virtual prototype established in RecurDyn

2.4 结果对比分析

按照机械结构参数进行建模后,给定外侧驱动轮角速度,可根据转弯半径计算出内侧驱动轮角速度,通过仿真即可得到该转弯半径对应的驱动力。图10所示为理论计算和仿真结果对比,可以看到两者吻合程度较好,驱动力变化规律相同。由此说明,理论计算结果和虚拟样机仿真结果基本一致。

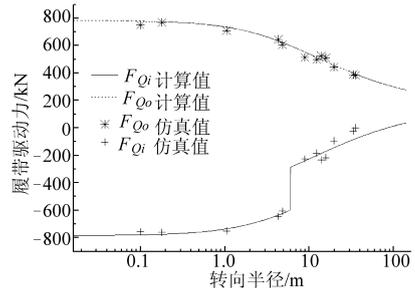


图10 仿真与计算结果比较

Fig.10 Comparison between simulated value and calculated value

3 结论

(1)建立了四履带车辆稳态转向的数学模型,该模型包含了履带接地瞬心的偏移以及履带接地长度、轨距和履带宽度等结构参数,可以较好的预测四履带车辆稳态转向特性。

(2)外侧履带驱动力随转弯半径的增大而减小;内侧履带在转弯半径很小时为制动力,并随半径增大而减小,最终成为驱动力,并随半径增大而增大。

(3)虚拟样机仿真结果验证了数学模型的可靠性。

参 考 文 献

- 1 王国强,程悦荪,刘巨元. 铰接式履带车辆稳态转向特性的研究[J]. 农业工程学报,1996,12(4):146~150.
Wang Guoqiang, Cheng Yuesun, Liu Juyuan. Study on stationary turning performance of articulated tracked vehicles[J]. Transactions of the CSAE, 1996,12(4):146~150. (in Chinese)
- 2 陈蝶,胡永彪. 四履带驱动车辆附着牵引性能分析[J]. 西安公路交通大学学报,1999,19(3):97~100.
Chen Die, Hu Yongbiao. Tractive performance analysis on four track drive vehicle[J]. Journal of Xi'an Highway University, 1999,19(3):97~100. (in Chinese)
- 3 郑红,吴国锐. 基于ATV的四履带采矿业工况稳定性仿真研究[J]. 华北科技学院学报,2009,6(2):56~59.
Zheng Hong, Wu Guorui. The stability simulation and research of the four track's status based on ATV[J]. Journal of North China Institute of Science and Technology, 2009,6(2):56~59. (in Chinese)
- 4 Steeds W. Tracked vehicles[M]. Auto Engr.,1950:143~148.
- 5 Weiss K R. Skid-steering[M]. Auto Engr.,1971:22~25.
- 6 Croscheck J E. Skidsteering of crawlers[C]. SAE Paper 750552,1975.
- 7 Kitano M, Jyozaki H. A theoretical analysis of steerability of tracked vehicles[J]. Journal of Terramechanics,1976,13(4):241~258.
- 8 Ehlert W, Hug B, Schmid I C. Field measurements and analytical models as a basis of test stand simulation of the turning resistance of tracked vehicles[J]. Journal of Terramechanics,1992,29(1):57~69.
- 9 Wong J Y, Chiang C F. A general theory for skid steering of tracked vehicles on firm ground[J]. Proceedings of the IMech E, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2001,215(3):343~355.
- 10 王国强. 多履带行走装置转向特性研究[D]. 长春:吉林工业大学,1994:3~8.
Wang Guoqiang. Research on the turning performance of multi-tracked unit[D]. Changchun: Jilin Industry University, 1994:3~8. (in Chinese)
- 11 卢进军,魏来生,赵韬硕. 基于RecurDyn的履带车辆高速转向动力学仿真研究[J]. 现代机械,2008(1):10~12.
Lu Jinjun, Wei Laisheng, Zhao Taoshuo. Dynamic simulation of tracked vehicle turning at high speed based on RecurDyn[J]. Modern Mechanics, 2008(1):10~12. (in Chinese)

参 考 文 献

- 1 Fesefeldt T, Muller S. Optimization and comparison of quick and hybrid start[C]. SAE Paper 2009-01-1340, 2009.
- 2 邓元望,王耀南,陈洁平. 混合动力汽车驱动系统的分类方法及应用[J]. 农业机械学报,2006,37(5):22~26.
Deng Yuanwang, Wang Yaonan, Chen Jieping. Classification on the drivetrains of the hybrid electric vehicles and its application[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006,37(5): 22~26. (in Chinese)
- 3 Miller J M, McCleer P J, Everett M. Comparative assessment of ultracapacitors and advanced battery energy storage systems in power split electronic CVT vehicle power trains[C]//IEEE Conference on Industrial Electronics Machines Drives, 2005: 1 513~1 520.
- 4 Miller J M, Everett M. An assessment of ultracapacitors as the power cache in Toyota THS-II, GM-Allison AHS-2 and Ford FHS hybrid propulsion systems[C]//IEEE Conference on Power Electron, 2005: 481~490.
- 5 Oshima K, Kimura H, Miyata H, et al. Control system development with large flow small linear solenoid for the new Toyota 6-speed transaxle[C]. SAE Paper 2006-01-1478, 2006.
- 6 王书翰,徐向阳,Tenberge P. 液压变矩器液压系统设计与动态特性仿真[J]. 农业机械学报,2009, 40(5):19~24.
Wang Shuhan, Xu Xiangyang, Tenberge P. Hydraulic system design and dynamic characteristic simulation of torque converter [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2009, 40(5):19~24. (in Chinese)
- 7 Li Wenyong, Zhang Tong. Hybrid vehicle power transmission modeling and simulation with simulationX[C]//International Conference on Mechatronics and Automation, IEEE 2007: 1 710~1 717.
- 8 Wang Shuhan, Xu Xiangyang, Liu Yangfang, et al. Dynamic characteristic simulation of AT hydraulic system[C]. SAE Paper 2008-01-1683, 2008.

~~~~~

(上接第 38 页)

- 12 范秋霞. 基于动力学软件 RecurDYN 的采煤机搬运车动态仿真[J]. 山西冶金,2009(3):10~12.  
Fan Qiuxia. Dynamic simulation of coal cutting transport-truck based on RecurDyn[J]. Shanxi Metallurgy, 2009(3):10~12. (in Chinese)
- 13 史力晨,王良曦,张兵志. 履带车辆转向动力学仿真[J]. 兵工学报,2003,24(3):289~293.  
Shi Lichen, Wang Liangxi, Zhang Bingzhi. Dynamic simulation of tracked vehicle steering performance [J]. Acta Armamentarii, 2003,24(3):289~293. (in Chinese)
- 14 Merhof W, Hackbarth E M. 履带车辆行驶力学[M]. 韩雪海,刘侃,周玉珑,译. 北京:国防工业出版社,1989:63~95.
- 15 王国强,赵凯军,崔国华. 机械优化设计[M]. 北京:机械工业出版社,2009:52~67.