

履带车辆差速转向机构转向过程动态特性的试验方法

荆崇波, 魏超^{*}, 李雪原, 彭增雄

(北京理工大学车辆传动国家重点实验室, 北京 100081)

摘要: 该文研究了履带车辆在不同转向半径下转向的两侧履带功率流动特性及液压无级差速转向机构的工作原理。在此基础上, 确定了用试验台模拟履带车辆转向过程的试验方案, 提出了用试验台驱动装置模拟发动机特性以及加载装置模拟转向过程动态负载的方法, 完成液压无级差速转向机构转向过程的动态特性试验。结果表明: 履带车辆转向过程中内侧履带由输出功率到输入功率以及外侧履带输出功率进一步增大的变化特点, 能够在液压二次调节实验台上予以完成。此试验方法成功解决了履带车辆转向特性试验的台架实现问题。

关键词: 履带车辆, 转向机构, 试验方法

doi: 10.3969/j.issn.1002-6819.2009.07.011

中图分类号: TJ811

文献标识码: A

文章编号: 1002-6819(2009)-7-0062-05

荆崇波, 魏超, 李雪原, 等. 履带车辆差速转向机构转向过程动态特性的试验方法[J]. 农业工程学报, 2009, 25(7): 62-66.

Jing Chongbo, Wei Chao, Li Xueyuan, et al. Test method of steering dynamic characteristics of differential steering mechanism of tracked vehicle[J]. Transactions of the CSAE, 2009,25(7): 62-66.(in Chinese with English abstract)

0 引言

履带车辆差速转向的特点是: 随着转向半径由大到小变化, 内侧履带的转矩方向将会发生变化, 由输出功率状态变为吸收功率状态, 而外侧履带的转矩值将会进一步增大, 其输出功率将为发动机功率与内侧履带吸收功率之和^[1-5]。考虑到履带车辆转向过程中内、外侧履带的工作特点, 若要在试验台架上对差速式转向机构进行转向过程动态特性的模拟是非常困难的, 为此, 目前通常采用实车试验的方法对差速转向机构进行转向特性试验^[6-8], 例如: 文献[6]在履带车辆模型样车上进行转向试验, 文献[7]在实车上进行了转向力矩与转速的测量, 文献[8]也采用实车试验方式研究打滑条件下的履带车辆转向特性。实车试验虽然完全反映实际情况, 但其增加了试验成本, 试验周期长, 调整不方便, 因此, 寻找更为实用方便的台架试验方法已成必然^[6-11]。本文基于液压恒压网络中二次元件具有惯量小、响应快以及可以实现四象限工作等特点, 提出了用二次元件模拟发动机转速特性以及转向机构两侧载荷特性的方法, 探索转向机构台架试验的实现途径。

1 转向过程两侧履带功率流动特性

履带车辆转向过程中的功率流动情况与其转向半径或相对转向半径有关, 相对转向半径的表达式为

$$\rho = R/B \quad (1)$$

式中 R ——转向半径; B ——两侧履带的中心距。下面将对不同相对转向半径时两侧履带的功率流动情况进行分析。

1.1 $\rho \geq 0.5$ 的转向工况

当 $\rho > 0.5$ 时, 内、外侧履带的运动方向都与车辆前进方向一致。此时内侧履带所受到的制动力 F_1 和外侧履带所受到的牵引力 F_2 的表达式为^[12-16]

$$F_1 = \frac{fG}{2} - \frac{\mu GL}{4B} \quad (2)$$

$$F_2 = \frac{fG}{2} + \frac{\mu GL}{4B} \quad (3)$$

式中: f ——地面变形阻力系数; G ——车质量; μ ——转向阻力系数; L ——履带接地长度, 其中转向阻力系数的表达式可进一步写为

$$\mu = \frac{\mu_{\max}}{0.925 + 0.15\rho} \quad (4)$$

式中 μ_{\max} ——履带车辆以规定半径 $R_g=B/2$ 转向时的最大转向阻力系数, 该值由试验求得。另外, 由式(4)可知, 当 $\rho=0.5$ 时, $\mu=\mu_{\max}$ 。

由式(2)和(3)可知, 当 $\mu < \frac{2fB}{L}$ 时, $F_1 > 0$ 、 $F_2 > 0$, 此时内侧和外侧履带均为输出功率, 两侧履带的功率流动情况见图 1; 当 $\mu = \frac{2fB}{L}$ 时, $F_1 = 0$ 、 $F_2 > 0$, 此时内侧履带既不输出功率也不吸收功率, 发动机的功率完全由外侧履带输出, 两侧履带的功率流动情况见图 2; 当 $\mu_{\max} > \mu > \frac{2fB}{L}$ 时, $F_1 < 0$ 、 $F_2 > 0$, 此时内侧履带从地面吸收功率, 外侧履带的输出功率为发动机功率和内侧履带吸收功率之和, 两侧履带的功率流动情况见图 3; 当 $\mu=\mu_{\max}$ 时, 即 $\rho=0.5$, 此时内侧履带的运动速度为零, 外

收稿日期: 2008-12-18 修订日期: 2009-03-13

基金项目: 车辆传动国家重点实验室基金项目 (9140C3402050702)

作者简介: 荆崇波 (1970—), 男, 研究方向: 履带车辆液压传动技术。北京 北京理工大学车辆传动国家重点实验室, 100081。

Email: jingchongbo@bit.edu.cn

*通信作者: 魏超 (1980—), 男, 研究方向: 车辆传动技术。北京 北京理工大学车辆传动国家重点实验室, 100081。Email: weipeter1@bit.edu.cn

侧履带的运动方向与车辆前进方向一致，所以内侧履带既不输出功率也不吸收功率，外侧履带则继续输出功率，两侧履带的功率流动情况如图 4 所示。

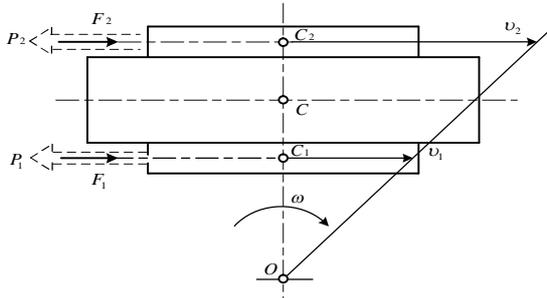


图 1 $\mu < 2fb/L$ 时两侧履带的功率流动情况

Fig.1 Power flow situation of bilateral track when $\mu < 2fb/L$

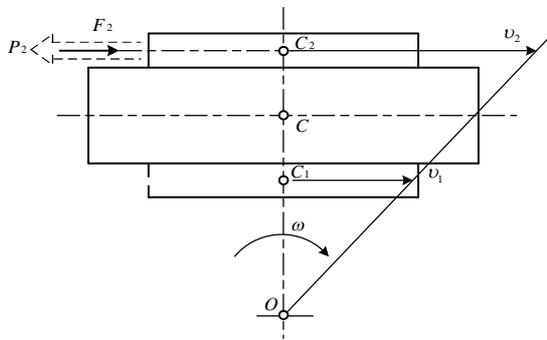


图 2 $\mu = 2fb/L$ 时两侧履带的功率流动情况

Fig.2 Power flow situation of bilateral track when $\mu = 2fb/L$

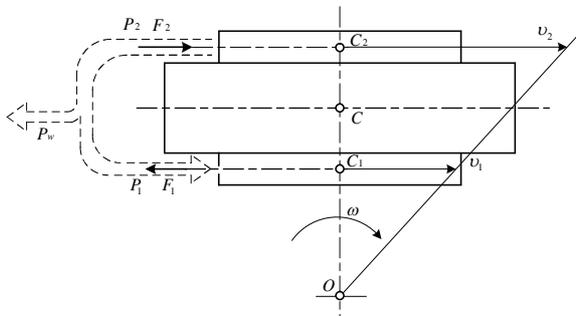


图 3 $\mu_{max} > \mu > 2fb/L$ 时两侧履带的功率流动情况

Fig.3 Power flow situation of bilateral track when $\mu_{max} > \mu > 2fb/L$

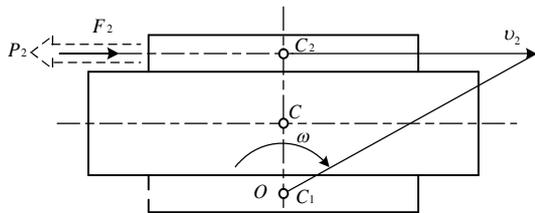


图 4 $\mu = \mu_{max}$ 时两侧履带的功率流动情况

Fig.4 Power flow situation of bilateral track when $\mu = \mu_{max}$

1.2 $0 \leq \rho < 0.5$ 的转向工况

当 $0 \leq \rho < 0.5$ 时，内侧履带的运动方向与车辆前进方向相反，外侧履带的运动方向与车辆前进方向相同，此时内、外侧履带所受到的驱动力大小相等，方向相反，

驱动力的表达式如下

$$F_1 = -\frac{fG}{2} - \frac{\mu_{max}GL}{4B} \tag{5}$$

$$F_2 = \frac{fG}{2} + \frac{\mu_{max}GL}{4B} \tag{6}$$

两侧履带都输出功率，功率流动情况如图 5 所示。

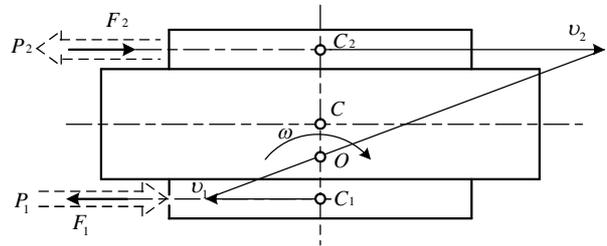


图 5 $0 \leq \rho < 0.5$ 时两侧履带的功率流动情况

Fig.5 Power flow situation of bilateral track when $0 \leq \rho < 0.5$

2 差速式转向机构工作原理

图 6 为液压无级差速式转向机构原理图，其属于双流转向机构，发动机的功率一路流经转向分路，另一路流经直驶变速分路，然后在输出汇流行星排处汇流输出，其中，左侧转向分路与汇流排的太阳轮连接，右侧转向分路通过惰轮变换转动方向后与太阳轮连接，直驶变速分路与两侧汇流排的齿圈相连。根据相对转向半径公式

$$\rho = \frac{(v_2 + v_1)}{2(v_2 - v_1)} \tag{7}$$

可求得液压无级差速转向机构的相对转向半径表达式为

$$\rho = \frac{k \cdot i_y}{2i_b} \tag{8}$$

式中 k ——汇流排的特性参数； i_b ——从发动机经直驶变速分路后到汇流排齿圈的传动比； i_y ——从发动机经转向分路后到汇流排太阳轮的传动比。由于泵马达容积调速回路可实现转向路传动比的连续无级变化，为此，液压无级差速转向机构能够实现履带车辆转向半径的连续变化，其转向半径与车速的关系曲线如图 7 所示（图中 v_{xmax} 代表第 x 挡的最高车速，阴影部分为不同车速下可实现的转向半径）。

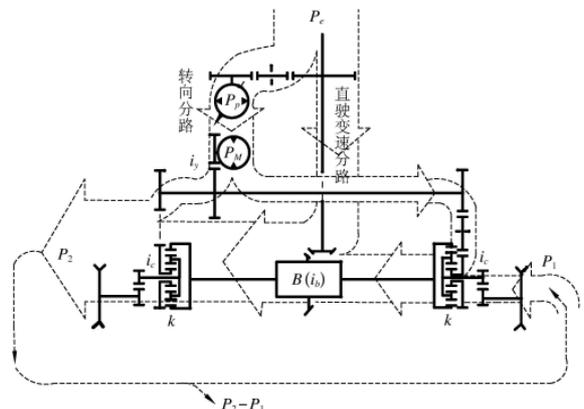


图 6 液压无级差速式转向机构原理图

Fig.6 Scheme of hydraulic continuous differential steering mechanism

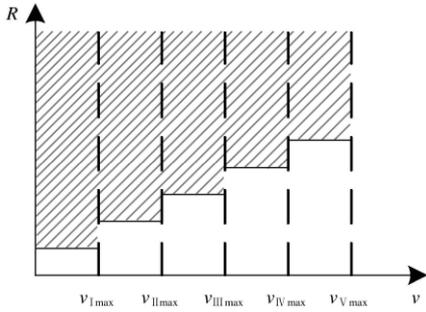


图7 液压无级差速转向机构的 $v-R$ 曲线

Fig.7 Curve of $v-R$ of hydraulic continuous differential steering mechanism

3 试验台架组成

本试验是在北京理工大学 330 kW 液压次级调节动态仿真试验台上完成的。试验台的组成原理如图 8 所示，其中一个二次元件作驱动装置使用，另外两个二次元件分别作为两侧加载装置使用。

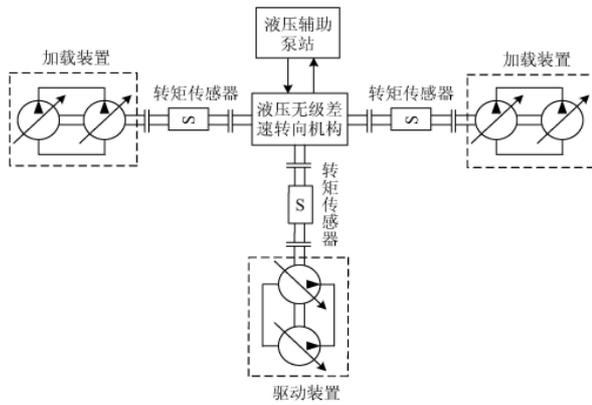


图8 液压无级差速转向机构台架试验原理图

Fig.8 Test scheme of hydraulic continuous differential steering mechanism

试验过程中的数据采集与控制系统采用 dSPACE 实时测控系统完成，图 9 为数据采集与控制系统框图，其

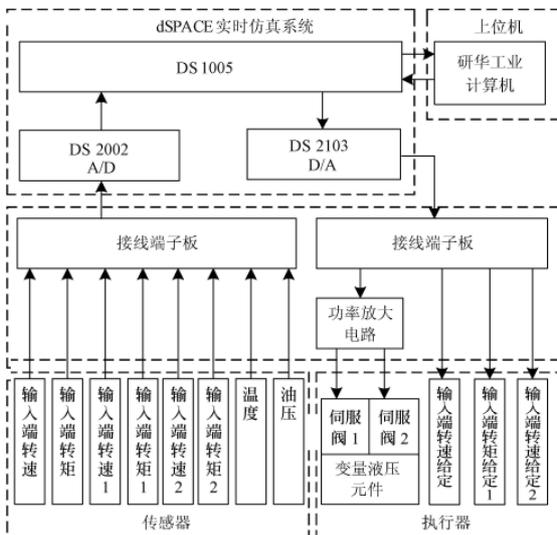


图9 数据采集与控制系统框图

Fig.9 Diagram of data acquisition and control system

中 DS2002 为多通道 A/D 卡，DS2103 为多通道 D/A 卡，DS1005 为 dSPACE 系统的母板。

4 试验

4.1 发动机转速特性以及转向时两侧履带载荷特性模拟

发动机实时模型的输入为负载转矩 M_1 ，在动态仿真试验台上，模拟发动机的二次元件采用恒转速控制，从与其相联接的转矩转速传感器反馈负载转矩信号至上位仿真计算机，根据发动机实时模型的计算结果输出期望的转速控制信号 n_1^* 。

发动机实时模型可描述为

$$J_e \dot{\omega}_1 = M_e(\alpha, n_1) - M_1 \quad (9)$$

整理得，

$$\Delta n = \frac{60}{2\pi} \int \frac{M_e(\alpha, n_1) - M_1}{J_e} \quad (10)$$

$$n_1^* = n_{t+\Delta t} = n_t + \Delta n \quad (11)$$

式中： J_e ——被模拟发动机的转动惯量； $M_e(\alpha, n_1)$ ——被模拟发动机的静态输出扭矩，可由发动机 Map 图查表获得； M_1 ——转矩传感器反馈的负载转矩； Δn ——一个采样时间内输出转速变化量； n_t 、 $n_{t+\Delta t}$ —— t 、 $t + \Delta t$ 时刻二次元件的输出转速； α ——发动机油门开度；当 $\Delta n = 0$ 时，发动机转速进入稳态工况。

履带车辆转向过程中外侧和内侧履带所受力折算到转向机构输出端的转矩 M_o 和 M_i 为

$$M_o = \left[\frac{fG}{2} \cdot R_{sp} + \frac{\mu GL}{4B} \cdot R_{sp} + \frac{R_{sp}^3}{16} \rho_{air} C_D A (\omega_o + \omega_i)^2 + \frac{GR_{sp}^2}{4g} \frac{d}{dt} (\omega_o + \omega_i) + J_{track} \frac{d\omega_o}{dt} + J_{veh} \frac{R_{sp}^2}{B^2} \frac{d}{dt} (\omega_o - \omega_i) \right] / i_c \quad (12)$$

$$M_i = \left[\frac{fG}{2} \cdot R_{sp} - \frac{\mu GL}{4B} \cdot R_{sp} + \frac{R_{sp}^3}{16} \rho_{air} C_D A (\omega_o + \omega_i)^2 + \frac{GR_{sp}^2}{4g} \frac{d}{dt} (\omega_o + \omega_i) + J_{track} \frac{d\omega_i}{dt} - J_{veh} \frac{R_{sp}^2}{B^2} \frac{d}{dt} (\omega_o - \omega_i) \right] / i_c \quad (13)$$

式中： R_{sp} ——主动轮半径； g ——重力加速度； ρ_{air} ——空气密度； C_D ——空气动力阻力系数； A ——迎风面积； J_{track} ——履带等效转动惯量； J_{veh} ——车辆绕垂直轴的转动惯量； ω_o 、 ω_i ——外侧和内侧输出轴转速； i_c ——侧传动比。

上述两式中的第一项为履带车辆直线行驶阻力，第二项为转向过程中的阻力矩，第三项为空气阻力矩，第四项为履带车辆直驶惯性力矩，第五项为两侧履带的惯性力矩，第六项为转向时车体角加速过程中的惯性力矩。

通过上述两个公式计算出来的负载转矩信号通过接口电路输出到试验台闭环转矩控制系统，来实时改变差速式转向机构两侧输出轴上的转矩。

4.2 试验验证

限于试验台功率和安全性方面的考虑，试验过程中对所取的车辆和地面参数进行了缩减，这样做并不会妨碍试验台基本性能的体现。试验中： G 取 8 t ， L 取 3.61 m ， B 取 2.81 m ， R_{sp} 取 0.2 m ， f 取 0.02 ， μ_{\max} 取 0.1 ， J_{track} 取 5 kg/m^2 ， J_{veh} 取 40 kg/m^2 ， i_c 取 5 ， C_D 取 0.3 ， A 取 4 m^2 。

图 10 为液压无级转向机构直驶过程的惯性负载模拟试验曲线。图 10a 为转速曲线，由图可见，22 s 时开始从 800 r/min 缓慢加速，30 s 时达到 $1\ 200\text{ r/min}$ ，39 s 时开始减速，42 s 时转速回到 800 r/min 。图 10b 反映了加减速过程中内外侧输出的转矩变化，0~9 s 为空载工况，9~22 s 时开始手动加载，此时输入端未调用发动机转速模拟程序，22 s 之后开始自动控制，此时输入端开始调用发动机转速模拟程序。由图可见，22 s 之后的加速过程，内外侧的输出转矩都在增大，而减速过程中，内外侧的输出转矩都在减小。实时模型中所采用的惯性负载的模拟方法较好地反映了加速度的变化规律，但存在一定的滞后，这主要是由于模拟输入的转速信号采用了截止频率为 0.4 Hz 的低通滤波器。试验过程表明，增大滤波器截止频率可以减小滞后，但转矩波动较大。所以惯性转矩响应的快速性和稳定性是矛盾的，在实际使用中，要根据具体的设备情况进行必要的调整。

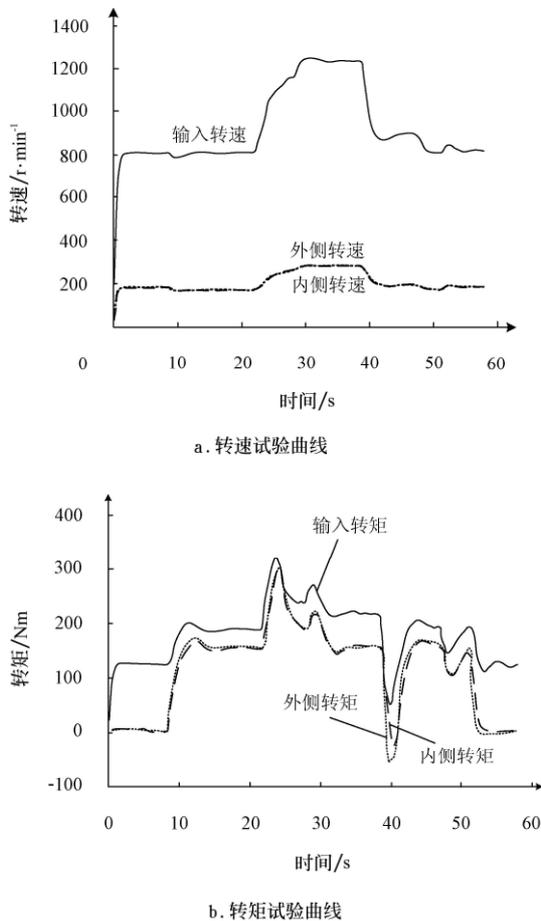


图 10 直驶过程惯性负载模拟试验
 Fig.10 Test curve of simulating inertial load in straight line running condition

图 11 为液压无级转向机构转向过程动态特性试验结果。试验过程中输入转速始终保持在 800 r/min 。由图 11a 可以看出，本次试验包含有 3 次转向过程，转向过程中，输入转速由于转向载荷的增大而有所下降，同时外侧输出端的转速升高，而内侧输出端的转速降低。由图 11b 可以看出，转向过程中内侧输出端的转矩方向发生了切换（由正值变为负值），因此内侧输出端从输出功率向吸收功率状态变化；而外侧输出端的转矩则进一步提高，因此转向时外侧输出端需要更大的功率。根据试验分析可知，该试验已反映出了履带车辆转向过程中内侧履带的功率回流与外侧履带的功率增长特性。

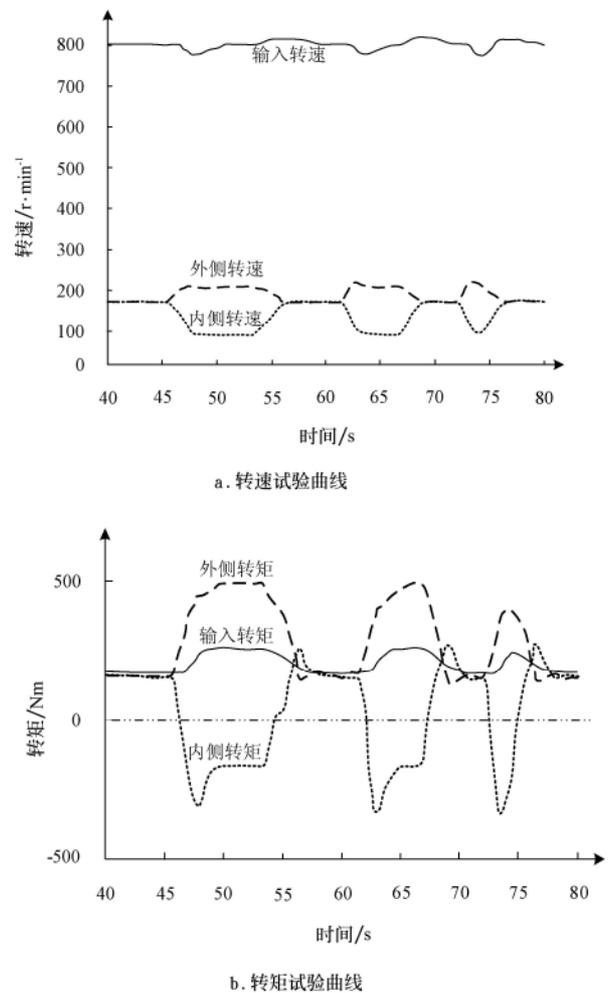


图 11 转向过程动态特性试验
 Fig.11 Test curve of dynamic characteristics in steering process

5 结论

本文基于恒压网络中二次元件具有四象限工作的特性，提出了利用液压次级动态仿真试验台模拟履带车辆转向过程中内、外侧履带的转矩和功率特性的方法，成功解决了履带车辆转向性能试验的台架实现问题。总结差速转向机构转向试验可得，实现差速转向机构转向过程功率循环特性的试验模拟，要求试验台的加载装置必须具有四象限工作的能力，其可以选择液压封闭或电力封闭式的试验方案；试验过程中要合理选择滤波器，滤

波器的截止频率低, 则信号变化光滑, 但其响应慢, 可能导致丢失重要信息, 反之, 则情况相反。

[参 考 文 献]

- [1] Merhof W, Hackbarth E M. 履带车辆行驶力学[M]. 北京: 国防工业出版社, 1989.
- [2] Muro T. Tractive and braking performance of a flexible tracked tractor moving up and down weak sloped terrain[J]. *Journal of Terramechanics*, 1993, 30(6): 419—442.
- [3] 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.
- [4] Anh Tuan Le. Modeling and control of tracked vehicle[D]. Sydney: The University of Sydney, 1999.
- [5] 曹付义, 周志立, 贾鸿社. 履带拖拉机液压机械双功率流差速转向机构设计[J]. *农业机械学报*, 2006, 37(9): 5—8. Cao Fuyi, Zhou Zhili, Jia Hongshe. Design of hydromechanical double power differential steering mechanism for tracked tractor[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2006, 37(9): 5—8. (in Chinese with English abstract)
- [6] 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): 14—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): 14—17. (in Chinese with English abstract)
- [7] 方志强, 高连华, 王红岩. 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. Indexes analysis and experimental research on the steering performance of tracked vehicles[J]. *Journal of Armored Force Engineering Institute*, 2005, 19(4): 47—50. (in Chinese with English abstract)
- [8] 程军伟, 高连华, 王红岩. 基于打滑条件下的履带车辆转向分析[J]. *机械工程学报*, 2006, 42(增刊): 192—195. Cheng Junwei, Gao Lianhua, Wang Hongyan. Steering analysis of tracked vehicles based on skid condition[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2006, 42(extra edition): 192—195. (in Chinese with English abstract)
- [9] 曹付义, 周志立, 贾鸿社. 履带车辆转向机构的研究现状及发展趋势[J]. *河南科技大学学报: 自然科学版*, 2003, 24(3): 89—91. Cao Fuyi, Zhou Zhili, Jia Hongshe. Studying actualities and developing tendency of turning mechanism of crawler[J]. *Journal of Luoyang Institute of Technology*, 2003, 24(3): 89—91. (in Chinese with English abstract)
- [10] 赵建军. 履带车辆差速式转向机构动力学分析与比较[J]. *工程机械*, 2002, (8): 18—21. Zhao Jianjun. Dynamic analysis and comparison of differential type steering mechanism on crawler vehicles[J]. *Construction Machinery and Equipment*, 2002, (8): 18—21. (in Chinese with English abstract)
- [11] 宋海军, 高连华, 李 军, 等. 履带车辆转向功率分析[J]. *车辆与动力技术*, 2007, 105(1): 45—48. Song Haijun, Gao Lianhua, Li Jun, et al. The turn power study of tracked vehicle[J]. *Vehicle & Power Technology*, 2007, 105(1): 45—48. (in Chinese with English abstract)
- [12] AHTOHOB B M. 军用履带车辆传动装置[M]. 北京: 国防工业出版社, 1985.
- [13] 汪明德. 坦克行驶原理[M]. 北京: 国防工业出版社, 1980.
- [14] Wong J Y. Theory of ground vehicle[M]. Canada: John Wiley & Sons Inc, 2001.
- [15] 马国恺. 履带车辆液压双流差速转向机构的研究[D]. 北京: 北京理工大学, 1999. Ma Guokai. Research of Hydromechanical Double Power Differential Steering Mechanism for Tracked Vehicle[D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 1999. (in Chinese with English abstract)
- [16] 杨 剑. 高效大功率液压机械连续无级转向系统的应用及试验研究[D]. 长春: 吉林工业大学, 1998. Yang Jian. Research and Application of the Efficient High-power Hydraulic Continuous Steering System[D]. Changchun: Jilin University of Technology, 1998. (in Chinese with English abstract)

Test method of steering dynamic characteristics of differential steering mechanism of tracked vehicle

Jing Chongbo, Wei Chao^{*}, Li Xueyuan, Peng Zengxiong

(National Key Laboratory of Vehicular Transmission, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

Abstract: The characteristics of power flow of bilateral track of tracked vehicle in different steering radii were researched, and the working principle of hydraulic continuous differential steering mechanism was analyzed. Based on that, the test scheme of steering process in test bench was given, and the method of simulating engine characteristics with driving instrument and simulating dynamic load with loading instrument were researched, and the tests of steering of hydraulic continuous differential steering mechanism were finished. The results showed that the characteristics that inside track changed working situation from output power to input power and outside track increased output power in steering process could be simulated in test bench with hydraulic secondary regulation. The test method succeeds in resolving the problem of test implementation in test bench for steering characteristics of steering mechanism of tracked vehicle.

Key words: tracked vehicles, steering mechanisms, test method