

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.06.002

履带车辆试验台建模与控制方法*

杨家军¹ 周晓军¹ 魏燕定¹ 官燃²

(1. 浙江大学机械工程学系, 杭州 310027; 2. 江苏大学江苏省汽车工程重点实验室, 镇江 212013)

摘要: 基于实际路面工况与试验台结构建立了以主动轮受力为输入、主动轮角加速度为输出的履带车辆动力学模型, 推导了履带车辆整车等效到主动轮惯量; 辨识了试验台系统传递函数, 提出了速度跟踪结合单边速度闭环扭矩双边加载的控制方法实现负载模拟。设计此控制方法的台架系统试验结果表明在换挡、爬坡过程中车辆速度无跳动或较大波动, 输出扭矩变化符合实际路面工况, 并有较高的负载模拟精度; 证明了此控制方法在履带车辆台架试验负载模拟中的有效性和精确性。

关键词: 履带车辆 等效惯量 系统辨识 速度跟踪

中图分类号: TJ811 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)06-0008-06

Test Bed Modeling and Control Method for Track Vehicle

Yang Jiajun¹ Zhou Xiaojun¹ Wei Yanding¹ Gong Ran²

(1. Department of Mechanical Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China

2. Jiangsu Province Key Laboratory of Automotive Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: Taking the driving wheel force as input and driving wheel angular acceleration as output, the kinematics model of track vehicle was built and the whole vehicle was equalled to wheel inertia based on actual pavement condition and test platform structure. Transmission function of test bed was recognized. The strategy of speed track, combined with single side speed closed-loop and both sides loaded control, was proposed. Test results showed that there was no abrupt change in speed during shift and slope process. The change of output torque was accord with actual road situation. The proposed method was proved to be valid and precisions in vehicle test.

Key words: Track vehicle Equivalent inertia System identification Speed track

引言

履带车辆整车台架试验在履带车辆设计与研究过程中发挥着极其重要的作用, 能方便、廉价地为履带车辆提供各种工况下逼真的模拟试验, 在室内即可完成车辆输出功率、动力性能、燃油消耗、车辆性能匹配, 排放性能评价和分析等各种性能试验。这些试验与被试车辆实际路面工况密切相关, 只有试验台能在一定精度范围内模拟被试车辆在不同路面行驶工况下的路面负载和惯性负载, 实现车辆台架

运行特性与路面行驶特性一致, 在台架上进行车辆性能研究试验才有意义^[1]。

传统的车辆台架试验台采用惯性质量飞轮或根据逆动力学原理来模拟惯性负载, 存在着体积、质量大, 或加载滞后及可能导致系统不稳定等缺点。基于传统试验台的上述缺点, 本文根据机械惯量电模拟^[2-5]理论, 通过建立实际路面工况车辆动力学模型, 推导履带车辆等效到主动轮惯量, 辨识加载系统, 提出速度跟踪方法^[6-7]与单边速度闭环双边扭矩加载相结合的控制策略, 并对采用该控制策略的

收稿日期: 2012-02-19 修回日期: 2012-02-24

* 国家自然科学基金资助项目(51005104)

作者简介: 杨家军, 博士生, 主要从事自动检测与车辆研究, E-mail: yjj2008713@163.com

通讯作者: 周晓军, 教授, 主要从事车辆检测研究, E-mail: cmeesky@163.com

台架系统负载模拟进行分析与试验验证。

1 试验台系统的结构及原理

履带车辆整车台架试验系统结构如图1所示,系统主要由驱动和加载两大子系统组成,驱动系统即被试车辆,加载系统由直流电动机及其驱动器、散热电动机、变速箱、编码器、扭矩传感器、传动轴和万向传动轴组成。试验前,支起车辆,卸掉被试车辆履带,通过万向传动轴连接车辆主动轮与传动轴;进行车辆台架试验时,被试车辆动力系统拖动两侧传动

和电动机系统转动;通过建立实际路面工况车辆动力学模型(车辆主动轮转速对主动轮所受力矩响应),结合扭矩传感器测得的主动轮输出力矩及其设定的路面工况其他力等效到主动轮的力矩,推导出车辆路面工况主动轮转速,控制电动机转速跟随此转速,由于电动机旋转轴与车辆主动轮连接,即控制车辆主动轮转速跟随实际路面工况转速,进而达到给被试车辆加载,使其试验台转速特性与实际路面工况转速特性一致,实现台架试验模拟实际路面的目的。

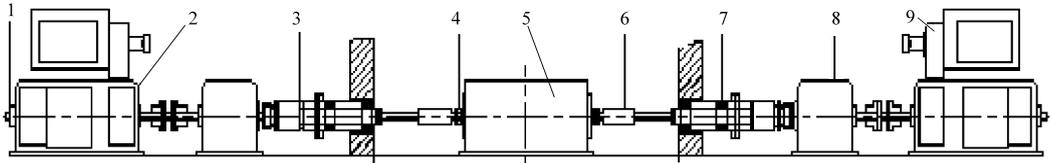


图1 系统结构图

Fig. 1 Structure of system

1. 编码器 2. 直流电动机 3. 扭矩传感器 4. 主动轮 5. 被试车辆 6. 万向传动轴 7. 输出轴 8. 变速箱 9. 散热电动机

2 履带车辆动力学模型

行驶在路面上的车辆受牵引力、路面阻力、风阻、坡度力和惯性力的作用如图2所示,为了方便建立主动轮转速对主动轮受力响应的车辆动力学模型,把车辆的受力转换到作用在主动轮的力矩,由车辆动力学原理得

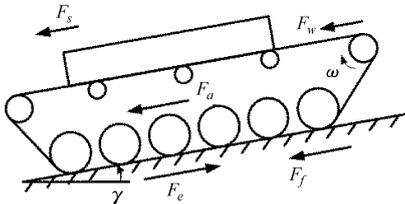


图2 行驶履带车辆受力分析图

Fig. 2 Analysis of load on running track vehicle

$$\begin{cases} T_f = F_f R = fmgR\cos\gamma \\ T_a = F_a R = m_{equ} R^2 \varepsilon = J_{equ} \varepsilon \\ T_s = F_s R = mgR\sin\gamma \\ T_e = F_e R \\ T_w = F_w R = C_D A v^2 R / 21.45 \\ T_e + T_a + T_s + T_w + T_f = 0 \end{cases} \quad (1)$$

- 式中 T_f ——路面阻力矩 f ——路阻系数
 m ——整车质量 R ——主动轮半径
 T_a ——车辆惯性力 v ——车辆速度
 m_{equ} ——车辆等效质量
 ε ——主动轮角加速度
 J_{equ} ——整车等效到主动轮转动惯量
 T_s ——车辆坡度力矩 T_w ——风阻力矩
 C_D ——风阻系数 A ——车辆正投影面积

- T_e ——被试车辆主动轮输出力矩
 F_s ——坡度力 F_w ——风阻力
 F_a ——惯性力 F_e ——驱动力
 F_f ——路面阻力 γ ——车体倾角

对式(1)进行拉氏变换得以车辆主动轮受力为输入、主动轮转速为输出的动力学模型

$$G_{em}(s) = \frac{\omega_{em}(s)}{T_e(s) - T_s(s) - T_f(s) - T_w(s)} = \frac{1}{J_{equ}s} \quad (2)$$

式中 $\omega_{em}(s)$ ——实际路面工况车辆主动轮转速

由式(2)可得车辆系统动力学框图如图3所示,图中 T_r 为 T_s 、 T_f 与 T_w 之和,欲得到 $\omega_{em}(s)$,需先推导出车辆等效到主动轮转动惯量 J_{equ} 。

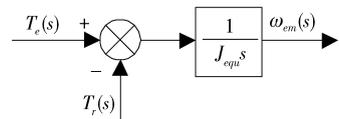


图3 车辆动力学模型框图

Fig. 3 Dynamics model of vehicle system

车辆主动轮输出扭矩除了克服路阻、风阻,还对整车(包括车体、履带)做功、改变整车的动能。由于车体与履带各部分速度不等,应分别计算车体、履带相对主动轮的等效惯量,由车体等效惯量相关理论及车辆运动学原理得

$$\begin{cases} \frac{1}{2} J_{Bequ} \omega^2 = \frac{1}{2} m_B v^2 \\ v = \omega R \end{cases} \quad (3)$$

- 式中 J_{Bequ} ——车体等效到主动轮惯量
 m_B ——车体质量(即整车除去两履带质量)

由式(3)得

$$J_{Bequ} = m_{\beta} R^2 \quad (4)$$

由于履带是不规则体,且各部分速度不相等,现把履带分成上、下、前、后4部分,如图4所示,以后部分履带为例,推导其对主动轮的等效惯量。

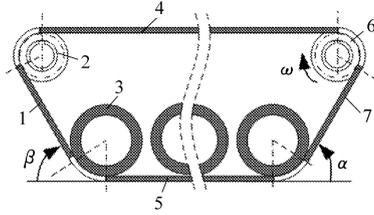


图4 履带拆分图

Fig.4 Split track up into four parts

- 1. 后部分履带 2. 驱动轮 3. 负重轮 4. 上部分履带 5. 下部分履带 6. 惰轮 7. 前部分履带

后部分履带速度分析如图5所示。图中 v_{tre} 为后部分履带牵连速度, v_{trr} 为后部分履带的相对速度, v_{tr} 为后部分履带绝对速度, β 为车辆离去角。由速度合成定理及等效惯量理论得

$$\begin{cases} \mathbf{v}_{tr} = \mathbf{v}_{tre} + \mathbf{v}_{trr} \\ \frac{1}{2} J_{tr} \omega^2 = \frac{1}{2} m_{tr} v_{tr}^2 \\ v_{tre} = v_{trr} = \omega R \end{cases} \quad (5)$$

式中 m_{tr} ——后部分履带质量

J_{tr} ——后部分履带等效到主动轮惯量

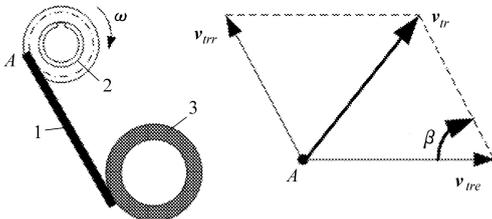


图5 后部分履带速度分析图

Fig.5 Analysis rear part of track

由式(5)得

$$J_{tr} = 2m_{tr} R^2 (1 - \cos\beta) \quad (6)$$

同理可得上部分、前部分履带分别等效到主动轮惯量

$$J_{tup} = 4m_{tup} R^2 \quad (7)$$

$$J_{tj} = 2m_{tj} R^2 (1 - \cos\alpha) \quad (8)$$

式中 J_{tup} 、 J_{tj} ——上、前部分履带等效到主动轮惯量

m_{tup} 、 m_{tj} ——上、前部分履带质量

α ——履带车辆接近角

因下部分履带(履带接地部分)永远静止,故动能为零,从而当量惯量为零。合并式(4)、(6)、(7)和(8)得整车等效到主动轮惯量

$$J_{equ} = m_{\beta} R^2 + 4m_{tup} R^2 + 2m_{tj} R^2 (1 - \cos\alpha) +$$

$$2m_{tr} R^2 (1 - \cos\beta) \quad (9)$$

离散化式(2)并将式(9)代入,工程上履带车辆速度小于30 km/h时可忽略风阻,从而得

$$\omega_{em}(n+1) = \omega_{em}(n) + \frac{(T_e(n) - mgR\sin\gamma(n) - fmg\cos\gamma(n))\Delta t}{R^2 [m_v + 4m_{tup} + 2m_{tj}(1 - \cos\alpha) + 2m_{tr}(1 - \cos\beta)]} \quad (10)$$

式中 Δt ——程序运算步长

$\omega_{em}(n)$ —— $n\Delta t$ 时刻主动轮角速度

$T_e(n)$ —— $n\Delta t$ 时刻主动轮驱动扭矩

$\gamma(n)$ —— $n\Delta t$ 时刻车体与水平面夹角

3 电动机、传动系统建模及控制策略设计

欲对电动机实行速度控制,让其跟踪实际路况的主动轮转速 $\omega_{em}(s)$,则需先辨识出电动机及传动系统传递函数,再设计控制方法达到精确电动机转速伺服控制目的;直流电动机及传动系统结构如图6所示。

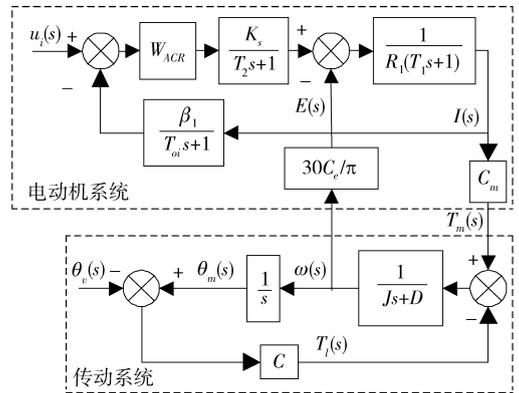


图6 电动机及传动系统结构图

Fig.6 DC motor and transmission system

图中 W_{ACR} ——嵌入电动机驱动器中电流闭环控制器

T_{oi} ——电流滤波常数

β_1 ——电流反馈系数

K_s ——晶闸管放大系数

T_1 ——电磁时间常数

T_2 ——晶闸管和整流装置的失控时间

R_1 ——电枢电抗总电阻

C_m ——电磁转矩电流比

C_e ——电动势转速比

T_m ——电动机转矩输出

J ——电枢及传动轴转动惯量

D ——系统阻尼系数

θ_m ——电动机输出轴转角

θ_v ——车辆输出轴转角

C ——扭矩传感器刚度

T_i ——扭矩传感器测得的扭矩

电动机系统输入为电枢电流设定值 u_i , 输出为 T_m , 传动系统输入为 T_m 、 θ_v , 输出为 T_e , 对传动系统有

$$T_i(s) = \frac{CT_m(s)}{Js^2 + Ds + C} + \frac{(CJs^2 + CD(s))\theta_v(s)}{Js^2 + Ds + C} \quad (11)$$

若把图1输出轴固连到基座上, 则有 $\theta_v(s) = 0$, 从而得

$$T_i(s) = \frac{CT_m(s)}{Js^2 + Ds + C} \quad (12)$$

由于 $C \gg J, D$ ($C = 8 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}/\text{rad}$), 所以在低频区有 $T_i \approx T_m$ 。现输出轴与基座固连, 从 $u_i(s)$ 处输入不同频率低频正弦信号(对实际车辆负载分析可得负载频谱在低频区), 测得输出 $T_i = T_m$, 得到各频率点电动机系统输入、输出的幅值比和相位滞后如图7所示, 假定电动机为二阶系统, 根据最小二乘法辨识出电动机系统 $u_i \rightarrow T_m$ 的传递函数, 得

$$W_{cl} = \frac{T_m}{u_i} = \frac{4876}{0.0006523s^2 + 0.00635s + 0.8651} \quad (13)$$

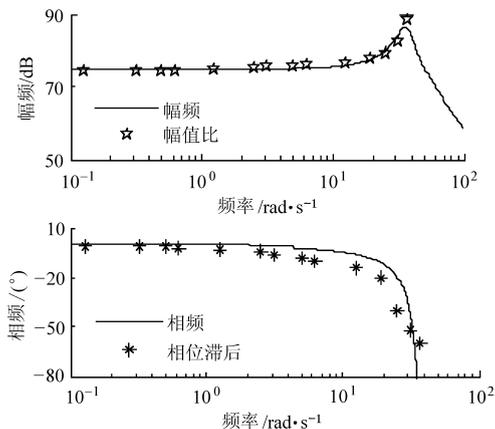


图7 电动机系统辨识试验数据

Fig.7 Data of motor system identification

传动系统参数辨识步骤为: 断开万向传动轴, 输出轴可自由转动, 在 $u_i(s)$ 处输入恒定值, 根据式(14)推导电动机输出扭矩 T_m , 加载系统在 T_m 的作用下克服系统阻力加速转动, 部分试验数据如图8所示, 通过测量输出轴的速度 ω , 可辨识出传动系统参数 J, D , 得

$$\frac{\omega(s)}{T_m(s)} = \frac{1}{Js + D} = \frac{1}{497.1s + 27.7} \quad (14)$$

4 加载系统建模及控制策略设计

设计的控制方法是通过电动机及传动系统转速控制, 跟踪实际路面工况的车辆主动轮转速 ω_{em} , 实现车辆台架运行特性与实际路面行驶特性一致, 达

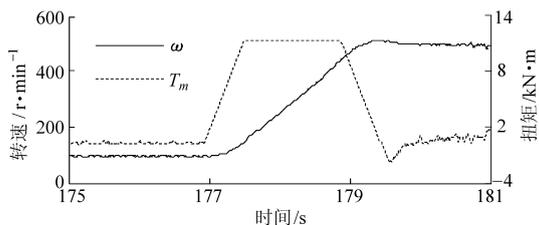


图8 传动系统辨识部分试验数据

Fig.8 Identification data of transmission system

到台架试验模拟路况试验的目的。因电动机输出轴与车辆主动轮连接, 电动机转速伺服控制时受到车辆输出扭矩的干扰, 还由于辨识得到的系统传递函数不可能完全精确描述系统, 系统存在不确定性, 为了减少系统不确定性及对于干扰进行补偿, 提高系统转速跟随性能, 对系统设计扰动观测器。整个控制系统如图9所示。图中 $Q(s)$ 为滤波器, T_{on} 为转速滤波常数, 考虑扰动观测器的可实现性及系统的不确定性, 设计^[8]

$$Q(s) = \frac{1}{(0.005s + 1)^3} \quad (15)$$

设计扰动观测器后通道 $u_i \rightarrow \omega$ 传递函数接近于标称模型, 得

$$\frac{\omega(s)}{u_i(s)} = \frac{5636.3}{(0.000755s^2 + 0.00734s + 1)(497s + 27.7)} \quad (16)$$

合并速度反馈环节与传递函数式(16), 并设计^[9]

$$W_{ASR} = \frac{0.7323(0.2367s + 1)}{0.2367s} \quad (17)$$

则有

$$\frac{\omega(s)}{\omega_{em}(s)} = \frac{9.468s + 40}{0.04734s^3 + s^2 + 9.468s + 40} \quad (18)$$

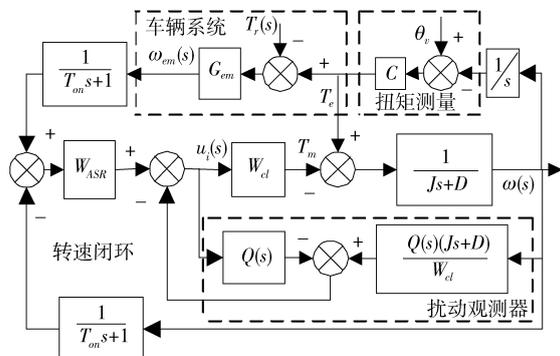


图9 系统控制模型

Fig.9 System control model

基于图9控制方法设计的履带车辆整车台架试验系统控制结构如图10所示。采集电动机主动轮转速 $\omega(n)$ 和输出力矩 $T_e(n)$, 由式(10)计算主动轮 $(n+1)$ 时刻目标转速 $\omega_{em}(n+1)$, 速度跟踪模块(如图9中虚线框)基于 $\omega_{em}(n+1)$ 、 $\omega(n)$ 和主动轮

干扰力矩 $T_e(n)$ 的运算提供模拟被试车辆惯性负载和路面负载的转矩指令 $u_i(n+1)$ 给两侧电动机控制器,达到控制电动机,即主动轮转速跟踪 $\omega_{em}(n+1)$ 的目的。

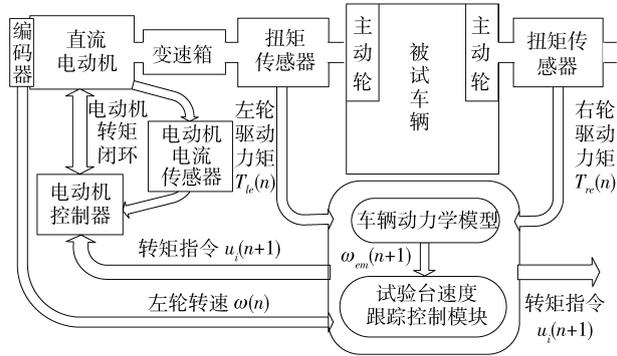


图 10 系统控制结构图

Fig. 10 Structure of system control

在速度跟踪模块中,只对左边主动轮执行单边转速闭环(图 10),单边闭环运算输出的转矩指令同时给两侧电动机控制器,即速度单边闭环扭矩双边加载;由于两侧电动机及控制器特性一致,所以相同转矩指令下输出的加载扭矩基本相等,且履带车辆不会因为两侧加载扭矩有差值而产生车速^[10]。相对于双边速度闭环,单边闭环减少了程序一半的运算量,从而缩短了运行步长 Δt ,有利于提高程序的执行效率和负载的模拟精度,试验结果验证了速度单边闭环双边加载策略的可行性。

5 试验结果

基于上述控制方法的履带车辆台架试验在某车辆研究所进行。被试车辆总质量 30 t,主动轮半径 0.285 m,单侧履带质量 2.047 t,履带接近角 31° ,履带离去角 26.7° ,由式(9)得车辆等效到主动轮转动惯量为 $2\,723.6\text{ kg}\cdot\text{m}^2$,路面阻力系数为 0.05。在试验中,主动轮转速改用车辆速度(km/h)表述(转速 $\omega_{em}(n)$ 、 $\omega(n)$ 分别转换为 $v_{em}(n)$ 、 $v(n)$)。程序运算步长 Δt 取 20 ms。

图 11a 为模拟车辆在平坦路面上的加减速换挡过程。图 11b 是对图 11a 加速换挡的局部放大,在换挡前脱离动力,所以系统有瞬间的减速,挂高档后由于离合器前端转速的增加和传动比的减少导致瞬间内有一个较大的扭矩突变。图 11c 是对图 11a 减速换挡的局部放大,换挡后松开离合器瞬间,离合器前端转速大于后端转速,所以输出扭矩有一个瞬间突变过程,在扭矩快速变化过程中,由于控制系统加载的滞后,导致 $v_{em}(n)$ 与 $v(n)$ 之间差值变大。由图 11 可知速度跟踪控制台架试验换挡过程中速度无跳动或较大波动,扭矩变化符合实际路面工况。

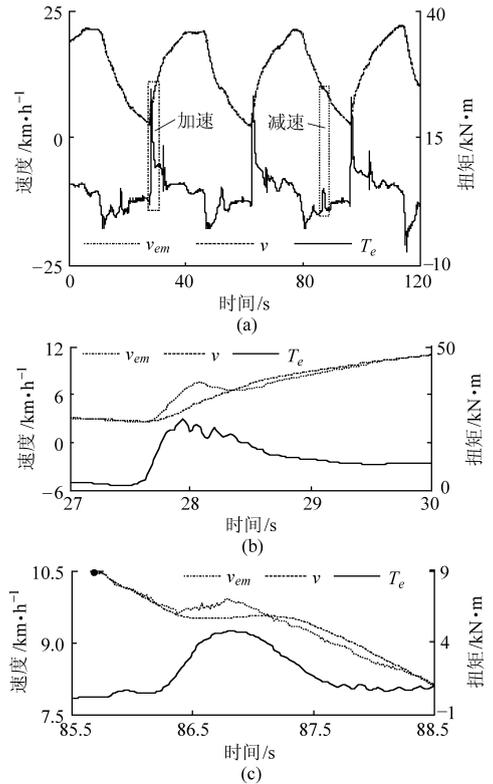


图 11 换挡试验结果

Fig. 11 Test results of shift on test-bed

图 12 为车辆爬坡试验,图 12a 为设计车辆在路面坡度从 4° 到 8° 、 12° 、 15° 、 20° 、 15° 、 10° 、 5° 、 2° 、 0° 的试验结果。图 12b 是对图 12a 放大区的放大,为车辆从坡度 8° 到 12° 及其过渡过程试验结果。图 12b 过渡区显示,在坡度过渡过程中,车速递减,车辆输出扭矩逐渐增大,变化符合实际情况,过渡区 $v_{em}(n)$ 与 $v(n)$ 差值较大与上述原因相同,即扭矩变化快,系统加载滞后。对图 12b 中 43~45 s 时段试验台负载模拟精度进行了验证,这一时段车辆运行在 12° 坡度上,根据上述车辆参数,车辆斜坡及路面阻力矩平

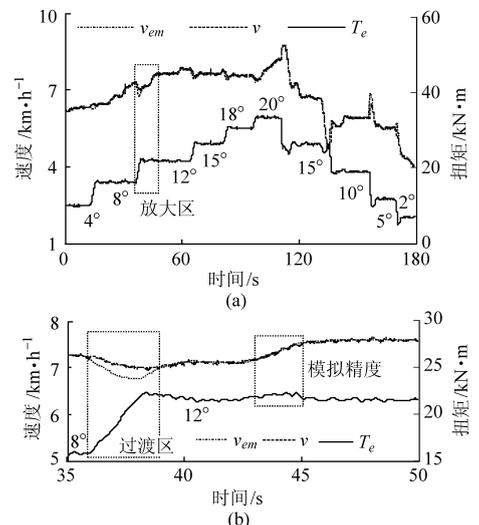


图 12 爬坡试验结果

Fig. 12 Test results of slope on test-bed

均值为 $21\,594\text{ N}\cdot\text{m}$, 平均惯性力矩为 $437\text{ N}\cdot\text{m}$, 试验台对车辆施加的平均负载为 $22\,109\text{ N}\cdot\text{m}$, 误差仅为 0.35% , 证明上述控制方法有较好模拟精度。

6 结束语

提出了单边速度闭环扭矩双边加载的控制方

法, 结合速度跟踪实现履带车辆台架试验台模拟实际工况下的路面和惯性负载, 采用该方法的台架试验台可实现被试车辆惯量无级调整。实际试验结果表明, 该控制方法效果良好, 能满足车辆台架性能试验代替实况路面试验的要求。

参 考 文 献

- 1 邹渊, 孙逢春, 张承宁. 电传动履带车辆两侧驱动快速控制原型开发[J]. 北京理工大学学报, 2007, 27(1): 29 ~ 33.
Zou Yuan, Sun Fengchun, Zhang Chengning. Rapid control prototype development of dual-motor drive electric tracked vehicle[J]. Journal of Beijing Institute of Technology, 2007, 27(1): 29 ~ 33. (in Chinese)
- 2 宫文斌, 刘安龙, 江阔, 等. 机械惯量混合电模拟技术研究[J]. 农业机械学报, 2009, 40(1): 208 ~ 212.
Gong Wenbin, Lin Anlong, Jiang Kuo, et al. Research on the technique of mechanical inertia mix electric simulation[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(1): 208 ~ 212. (in Chinese)
- 3 闻居博. 传动试验台架负载电模拟技术研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2011.
Wen Jubo. Research on electrical dynamic load emulation for powertrain test bench[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2011. (in Chinese)
- 4 张彪, 刘昭度, 李志远, 等. 机械转动惯量电模拟系统设计与试验[J]. 农业机械学报, 2007, 38(5): 37 ~ 38.
Zhang Biao, Liu Zhaodu, Li Zhiyuan, et al. Electrical simulation system for mechanical rotational inertia[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(5): 37 ~ 38. (in Chinese)
- 5 Takao A, Minoru K, Yoshimasa S, et al. Control of standard engine test bench system for dynamic road load tests[C] // SICE-ICASE International Joint Conference, 2006: 1 566 ~ 1 569.
- 6 Rodic M, Jezernik K, Trlep M. Dynamic emulation of mechanical loads: an advanced approach[J] // IEE Proceedings-Electric Power Applications. IEEE, 2006, 153(2): 159 ~ 166.
- 7 张思博, 董春, 李宗帅. 基于速度跟踪算法的机械负载动态模拟[J]. 微特电机, 2010, 38(2): 55 ~ 58.
Zhang Sibao, Dong Chun, Li Zongshuai. Dynamic emulation of the mechanical loads based on speed-tracking control algorithm[J]. Small & Special Electrical Machines, 2010, 38(2): 55 ~ 58. (in Chinese)
- 8 Choi Y, Yang K, Chung W K, et al. On the robustness and performance of disturbance observer for second-order systems[C] // IEEE Transactions on Automatic Control, 2003, 48(2): 315 ~ 320.
- 9 杨耕, 罗应力. 电机与运动控制系统[M]. 北京: 清华大学出版社, 2006.
- 10 刘修骥. 车辆传动系统分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 1998.
- 11 李勇, 姚宗伟, 王国强. 四履带车辆转向性能仿真研究[J]. 农业机械学报, 2011, 42(2): 34 ~ 38, 47.
Li Yong, Yao Zongwei, Wang Guoqiang. Steering performance simulation of four-tracked vehicle[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(2): 34 ~ 38, 47. (in Chinese)

(上接第 18 页)

- 9 马国清, 檀润华, 吴仁智. 油气悬挂系统非线性数学模型的建立及其计算机仿真[J]. 机械工程学报, 2002, 38(5): 95 ~ 98.
Ma Guoqing, Tan Runhua, Wu Renzhi. Non-linear mathematic model of hydro-pneumatic suspension in crane vehicles and its simulation [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2002, 38(5): 95 ~ 98. (in Chinese)
- 10 庄德军, 柳江, 喻凡. 汽车油气弹簧非线性数学模型及特性[J]. 上海交通大学学报, 2005, 39(9): 1 441 ~ 1 444.
Zhuang Dejun, Liu Jiang, Yu Fan. The nonlinear mathematical model and characteristics of hydro-pneumatic spring [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2005, 39(9): 1 441 ~ 1 444. (in Chinese)
- 11 李占芳, 全军令, 李威. 单气室油气弹簧的优化设计研究[J]. 振动与冲击, 2011, 30(4): 166 ~ 171.
Li Zhanfang, Tong Junling, Li Wei. Optimal design of a single chamber hydro-pneumatic spring [J]. Journal of Vibration and Shock, 2011, 30(4): 166 ~ 171. (in Chinese)
- 12 甄龙信, 张文明. 单气室油气悬架的仿真与试验研究[J]. 机械工程学报, 2009, 45(5): 290 ~ 294.
Zhen Longxin, Zhang Wenming. Research on simulation and experiment of hydro-pneumatic suspension with single gas cell [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(5): 290 ~ 294. (in Chinese)
- 13 王静, 龚国芳, 杨华勇. 油液体积模量的研究与在线测量[J]. 机械工程学报, 2009, 45(6): 120 ~ 124.
Wang Jing, Gong Guofang, Yang Huayong. Research and online measurement of bulk modulus of hydraulic oil [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(6): 120 ~ 124. (in Chinese)
- 14 雷天觉. 液压工程手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1990.
- 15 Frenstein Matthew, LaFrance Brian, Safford Kyle, et al. Hydraulic fluid dissolved gas tester [R]. Department of Mechanical Engineering University of Michigan, 2009.