

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2021.S0.067

农用运输车制动性能试验台机电惯量耦合补偿机理研究

张锐¹ 邢智超² 王国业¹ 葛畅¹ 屈龙涛¹ 徐东鑫¹

(1. 中国农业大学工学院, 北京 100083; 2. 中国汽车技术研究中心有限公司, 天津 300300)

摘要: 针对农用运输车制动性能快速测试验证及等效路面试验精度差的问题,设计一种整车制动性能试验台,以实现农用运输车不解体测试。基于整车制动过程能量分配提出机电惯量耦合补偿机理,基于多级组合飞轮、滚筒组转动件机械惯量及电机输出电惯量耦合补偿实现被检车辆惯量无级模拟,匹配农用运输车制动过程中整车的能量转移分配。建立转速-转矩双输入电机矢量双闭环控制系统,提高电机输出转矩控制精度。基于 Matlab/Simulink 建立农用运输车整车-试验台机电惯量耦合补偿仿真模型,对比在纯机械惯量补偿及机电惯量耦合补偿两种条件下模型常规制动的参数输出情况,验证了机电惯量耦合补偿的有效性。搭建制动性能试验台硬件及上下位机分布式测控系统,并基于某型农用运输车进行惯量补偿对比试验。试验结果表明:基于机电惯量耦合补偿前、后轴速度平均偏差为 1.539 km/h,速度偏差方差为 1.730 km²/h²,能够实时匹配制动过程中被检农用运输车的能量转移情况,提高整车台架不解体试验的有效性及其等效路面试验精度。

关键词: 农用运输车; 制动性能; 无级模拟; 双闭环控制系统; 耦合补偿机理

中图分类号: U467 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2021)S0-0526-07

Electromechanical Inertia Coupling Compensation Mechanism of Agricultural Transport Vehicle Braking Performance Test Bench

ZHANG Rui¹ XING Zhichao² WANG Guoye¹ GE Chang¹ QU Longtao¹ XU Dongxin¹

(1. College of Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China

2. Automotive Technology and Research Center Co., Ltd., Tianjin 300300, China)

Abstract: Aiming at the problems of rapid test verification and equivalent road test accuracy of agricultural transport vehicle braking performance, a vehicle braking performance test bench was developed, which can realize the non-disassembly test of agricultural transport vehicle. Based on the energy distribution of vehicle braking process, the electromechanical inertia coupling compensation mechanism was proposed. Based on the coupling compensation of the mechanical inertia for the rotating parts and the electrical inertia of the motor output, the stepless simulation of the tested vehicle inertia was realized, and the energy transfer distribution of the agricultural transport vehicle in the braking process was matched. The vector double closed-loop control system of speed - torque dual-input motor was established to improve the control accuracy of motor output torque. Based on Matlab/Simulink, the simulation model of electromechanical inertia coupling compensation for agricultural transport vehicle - test bench was established. The output parameters of conventional braking from the simulation model were compared under pure mechanical inertia compensation and electromechanical inertia coupling compensation, which verified the effectiveness of electromechanical inertia coupling compensation mechanism. The hardware of the braking performance test bench and the distributed measurement and control system of the upper and lower machines were built, and the inertia compensation comparative tests were carried out based on a certain type of agricultural transport vehicle. The test results showed that the average deviation of the front and the rear axle velocity was 1.539 km/h, and the variance of the velocity deviation was 1.730 km²/h². Based on the coupling compensation of electromechanical inertia, which can match the energy transfer of the tested agricultural transport vehicle in the braking process in real time, and it can improve the effectiveness of the vehicle bench test and the accuracy of the equivalent road test.

Key words: agricultural transport vehicle; braking performance; stepless simulation; double closed-loop control system; coupling compensation mechanism

收稿日期: 2021-07-08 修回日期: 2021-09-08

基金项目: 国家自然科学基金项目(51775548)

作者简介: 张锐(1996—),男,硕士生,主要从事系统动力学研究,E-mail: zrabrr@126.com

通信作者: 邢智超(1993—),男,博士后,主要从事整车动力学性能试验台研究,E-mail: xzc1993_cau@163.com

0 引言

2020 年,我国农用轻型货车产销量 202.77 万辆,实现逆势增长。2019 年全年我国汽车责任交通事故发生 24.8 万起,造成 62 763 人死亡,直接财产损失 13.46 亿元^[1]。其中载货汽车特重大事故发生率占比远高于产销占比,驾驶员疲劳驾驶、车辆自身盲区、紧急刹车追尾、偏离车道、车辆失稳等是交通事故频发的具体原因^[2],而根本原因则是针对此类车辆的安全系统配套率低且性能检测体系不完善。随着“十三五”国家重点研发计划中“智能农机装备”项目成果的落地应用,以及结合“十四五”为大力推进农业机械化、智能化,聚焦农业传感器及智能农机装备核心技术提出的具体要求,针对农用运输车辆性能检测研究的重要性日益突出,而制动性能检测是其中的关键环节。目前针对农用运输车辆制动性能的检测方法主要包括路试场测试及试验台测试^[3-5]。路试场测试是指通过专用汽车试验场对车辆制动及 ABS 性能进行检测,结果准确可靠,但测试场地投资巨大,检测周期长,不宜批量测试。制动试验台包括平板式及滚筒式,平板式制动试验台能够实现车辆动态检测功能,其结构简单,无需外部加载、能耗较低且便于维护,但受支撑平板长度限制被检车辆制动初速度较低,无法检测整车 ABS 性能及相关制动部件运转配合状况^[6]。滚筒制动试验台实现整车制动性能静态检测,基于滚筒轴上安装传感器检测车轮作用在滚筒上制动反力等效实际路面制动力,实现常规制动及 ABS 性能测试^[7]。考虑被测车辆在制动性能试验台上进行静态检测时仅具备转动动能,还需通过台体其余转动部件输出动能等效被检车辆平动惯量。

目前整车惯量模拟主要采用机械飞轮模拟、电惯量模拟及机电补偿模拟。考虑制动过程中整车惯量存在非线性和时变特点,纯机械飞轮结构庞大且无法对试验工况实现无级模拟,补偿精度与飞轮级差相关,装卸维护困难;电惯量模拟方式能够实现惯量无级模拟,但需模拟目标惯量较大时对电机性能要求高且能耗较大;机械飞轮与电惯量耦合模拟补偿能够涵盖整个惯量补偿区间,保证台架试验准确性,但要求较高的等效控制精度。文献[8]基于列车制动试验台提出一种惯量偏差控制算法,引入经验系数基于偏差控制区间拟合惯量偏差与电机输出转矩的函数映射关系,设计惯量模拟模块并完成初步验证试验。文献[9]基于转速误差及误差变化率设计一种双输入自整定模糊 PID 控制算法,实现纯电动汽车动力试验台的惯量自补偿,并对所设计自

整定算法进行仿真研究。文献[10-11]设计一种汽车制动试验台架,基于组合飞轮机械惯量实现被测整车惯量有级模拟,完成台架及路面制动试验并进行关键输出参数对比分析。文献[12]基于电动汽车试验台研究机械飞轮与整车惯量匹配等效机理,在 Matlab/Simulink 中建立转矩制动器-惯量飞轮模型对等效机理进行仿真,基于特定循环工况仿真验证了惯量飞轮模拟与实车路面行驶的一致性。文献[13-14]设计一种新型电动汽车试验台,基于电力测功机输出阻转矩等效机械飞轮补偿整车惯量,基于 Matlab/Simulink 建立试验台仿真简化模型并进行相关仿真及试验验证。

目前针对试验台机电惯量耦合补偿的研究,基本以仿真或半物理等在环试验台架为主^[15-17],没有实际整车不解体测试台架验证机电惯量补偿效果。本文针对课题组所研发的农用运输车制动性能试验台对机电惯量耦合补偿机理进行研究,基于组合飞轮、滚筒组等转动部件机械惯量及电机输出电惯量耦合补偿实现被测整车惯量无级匹配,基于 Matlab/Simulink 建立整车-试验台联合仿真模型并进行惯量补偿对比试验,对补偿机理进行仿真验证。最后搭建试验台软硬件,并选取某型农用运输车进行常规制动性能对比补偿试验,验证机电惯量耦合补偿机理的有效性。

1 制动性能试验台设计方案

1.1 试验台硬件结构

农用运输车制动性能试验台结构如图 1 所示,能够实现被检车辆四轮独立/联动性能测试。在进行整车检测时,首先计算被测车辆的等效平动惯量,结合所需的机械飞轮组,工控主机输出对应数字信号控制电磁离合器结合飞轮组对应飞轮。启动被测车辆带动主、副滚筒转动,中间传动装置(同步带轮组、中过车装置)带动前后台体同步转动,当车速达到试验预设制动初速度时,控制系统提示驾驶员踩下制动踏板,主滚筒上转速转矩传感器实时采集转矩及转速信息并发送至上位机,上位机基于补偿机理计算需输出转矩并发送控制指令字至变频器,控制电机输出匹配转矩,完成电惯量模拟,实现机电惯量耦合补偿。

在试验过程中第 3 滚筒转速传感器实时采集车轮转速,待车速为 0 时停止试验,基于试验台测控系统采集台架传感器信息,并对采集数据进行离线分析,获取整车制动性能评价。

1.2 试验台软件测控系统

农用运输车制动性能试验台为机电液气一体化系统,整机测控系统基于 CAN 总线通信,采用主

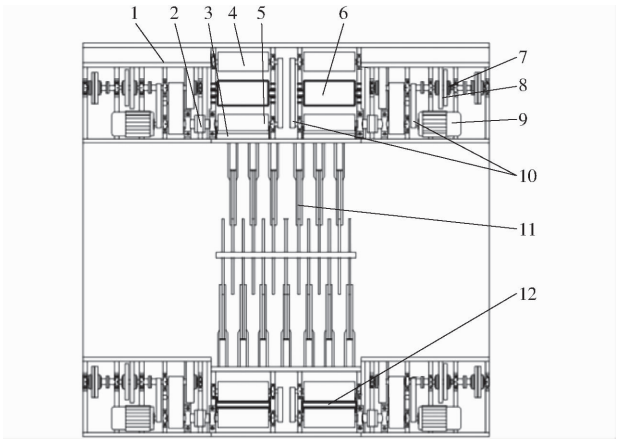


图1 滚筒惯性式试验台结构示意图

Fig.1 Schematic of roller inertia test bench

1. 台体框架 2. 转矩传感器 3. 第3 滚筒 4. 副滚筒电机
5. 主滚筒 6. 前轴举升装置 7. 电磁离合器 8. 飞轮组 9. 电机
10. 同步带轮组 11. 中过车装置 12. 后轴举升装置

从协同工作方式,并行处理效率高,方便系统扩展及维护。通过工控主机与变频器、单片机、I/O 板卡等从机进行双向通信,实时获取传感器信息并输出信号控制对应执行元件。在工控主机编写人机交互软件,系统软件架构图如图2 所示。包括配置管理、测试管理、数据管理及系统与用户管理,能够实现软硬件系统自检、车型信息录入、机电惯量配置、信号采集处理、数据保存显示及检测结果输出等功能,通过可视化配置功能方便用户操作及观测分析。

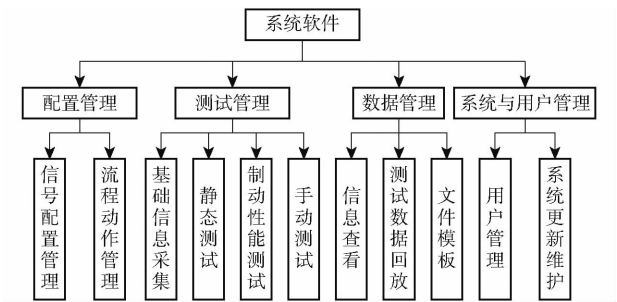


图2 系统软件架构

Fig.2 System software frame

检测过程中测控系统能够实现车速、轮速、制动时间、制动距离、制动力矩等参数实时采集及存储,同时输出被检车辆滑移率、制动协调时间及等效地面制动力等制动性能评价指标,通过输出曲线能够直观表达被测车辆制动性能。

2 机电惯量耦合补偿机理

2.1 惯量补偿机理

考虑车辆在实际路面行驶,忽略车辆横摆运动及整车势能,整车动能 E 包括平动动能 E_v 和转动动能 E_ω ,即

$$E = E_v + E_\omega \tag{1}$$

其中 $E_\omega = \frac{1}{2}J\omega^2$ $E_v = \frac{1}{2}mv^2$

式中 J ——整车等效至车轮处转动惯量, $\text{kg}\cdot\text{m}^2$
 ω ——车轮角速度, rad/s
 m ——被测车型质量, kg
 v ——试验车速, m/s

参照文献[12-14]中针对乘用车辆总体惯量的表达方式,引入惯量因子表述农用运输车在实际路面行驶时能量分配情况,表达式为

$$\frac{1}{2}J\omega^2 + \frac{1}{2}mv^2 = \frac{1}{2}m_\delta v^2 = \frac{1}{2}(1 + \delta_1 + \delta_2 i_o^2 i_g^2)mv^2 \tag{2}$$

式中 m_δ ——将车辆平动及转动惯量等效为平动惯量后的等效整车质量, kg

δ_1, δ_2 ——转动惯量因子
 i_g, i_o ——变速器、主减速器的传动比

已知试验台电机输出轴、飞轮组、滚筒组角速度与速度的关系为

$$\begin{cases} \omega_g = \frac{v}{r_g} \\ \omega_e = \omega_f = z_f \frac{v}{r_g} \end{cases} \tag{3}$$

式中 $\omega_g, \omega_e, \omega_f$ ——滚筒轴、电机轴、飞轮轴角速度, rad/s

z_f ——主滚筒组与飞轮组及电机输出轴的传动比

r_g ——滚筒半径, m

为保证试验精度,所设计制动性能试验台通过滚筒组、飞轮组、其余转动部件及电机输出转矩对车辆等效平动质量实现无级模拟,即

$$\frac{1}{2}m_\delta v^2 = \frac{1}{2}J_\delta \omega_g^2 \tag{4}$$

其中 $J_\delta = m_\delta r_g^2 = J_g + J_0 + z_f^2 J_f + z_f^2 J_e + J_E$ $\tag{5}$

式中 J_δ ——等效至滚筒处总转动惯量, $\text{kg}\cdot\text{m}^2$
 J_0, J_f, J_e, J_E ——基础转动部件、飞轮、电机转子转动惯量及电机输出转矩等效至滚筒处转动惯量, $\text{kg}\cdot\text{m}^2$

J_g ——滚筒自身转动惯量, $\text{kg}\cdot\text{m}^2$

则电机输出补偿转矩 T_E 表达式为

$$T_E = \frac{J_E \frac{d\omega_g}{dt}}{z_f} \tag{6}$$

若试验台机械飞轮组包括 n 级梯度飞轮,基于机电惯量耦合补偿所能模拟最大平动质量为

$$m_{\max} = \frac{z_f^2 J_e + J_0 + J_g + J_{E\max}}{r_g^2} + \sum_{i=1}^n \frac{z_f^2 J_{fi}}{r_g^2} \tag{7}$$

式中 $J_{E_{\max}}$ ——电机输出最大转矩等效至滚筒处对应转动惯量, $\text{kg}\cdot\text{m}^2$

试验台机械飞轮组选择合适惯量梯度,电机能够补偿电惯量应满足

$$J_{E_{\max}} \geq \frac{1}{2} z_f^2 J_{\delta \min} \tag{8}$$

式中 $J_{\delta \min}$ ——飞轮组最小惯量级差, $\text{kg}\cdot\text{m}^2$

基于式(6)~(8)能够实现整车平动惯量无级模拟,并根据被检车辆质量及试验制动减速度确定需电机实时补偿的转矩。

2.2 电惯量控制算法

基于前述机电惯量耦合补偿机理可知,为实现惯量无级补偿,对电机输出转矩控制精度要求较高。由于异步电机成本较低,且在频繁制动工况中具有较好的动态性能,故选用异步电机作为补偿电机。试验台测控系统配置变频器控制异步电机,目前变频器控制方式主要包括电压-频率协调控制、转差频率控制、矢量控制及直接转矩控制。前两种为标量控制,低频转矩不足且速度稳定性较差;直接转矩控制适用于快速转矩响应,但调速范围较小且低速控制性能较差,故考虑试验工况选用变频器矢量控制模式^[18-19]。

考虑异步电机变频控制输入输出存在非线性关系,且控制系统参数存在交叉耦合及变量耦合,对三相异步电机建模进行部分简化,可得异步电机模型一般动态表达式为

$$\begin{cases} \mathbf{u} = \mathbf{R}\mathbf{i} + p\boldsymbol{\psi} \\ \boldsymbol{\psi} = \mathbf{L}\mathbf{i} \\ T_e = -n_p L_m \left[(i_A i_a + i_B i_b + i_C i_c) \sin \theta_r + (i_A i_b + i_B i_c + i_C i_a) \sin \left(\theta_r + \frac{2}{3} \pi \right) + (i_A i_c + i_B i_a + i_C i_b) \sin \left(\theta_r - \frac{2}{3} \pi \right) \right] \\ T_e = T_L + \frac{J_p}{n_p} \frac{d\omega_r}{dt} \\ \omega_r = \frac{d\theta_r}{dt} \end{cases} \tag{9}$$

式中 $\mathbf{u}$ ——定、转子相电压的瞬时值, V
 $\mathbf{R}$ ——定、转子绕组电阻, Ω
 $\mathbf{i}$ ——定、转子相电流的瞬时值, A
 p ——微分因子 $\frac{d}{dt}$
 $\boldsymbol{\psi}$ ——各相绕组的全磁链, Wb
 $\mathbf{L}$ ——各定、转子绕组间自感和互感, H
 T_e ——电磁转矩, $\text{N}\cdot\text{m}$
 n_p ——电机磁极数

L_m ——定、转子绕组间的互感, H
 $i_A, i_B, i_C, i_a, i_b, i_c$ ——定子及转子绕组相电流, A

θ_r ——转子轴线与定子轴线间电角度, rad

T_L ——负载转矩, $\text{N}\cdot\text{m}$

J_p ——旋转机组转动惯量, $\text{kg}\cdot\text{m}^2$

ω_r ——电机转子电角速度, rad/s

通过坐标变化及转子磁场定向获得电机输出电磁转矩表达式为

$$T_e = n_p \frac{L_m}{L_r} \psi_r i_{sq} \tag{10}$$

式中 ψ_r ——转子磁链, Wb

L_r ——转子自感, H

i_{sq} ——定子电流 q 轴分量, A

由式(10)可得,电磁转矩 T_e 由转子磁链 ψ_r 及定子电流 q 轴分量 i_{sq} 控制。但在动态控制过程中转矩分量与励磁分量并不完全独立,仍然存在耦合分量,考虑应用需要,在矢量控制模型基础上建立转速-电流双闭环直接矢量控制系统,转速环控制系统为外环,磁通环及力矩环控制子系统为磁链控制内环。整个控制系统包括转速控制器 ASR、转矩控制器 ATR 及磁通控制器 A Ψ R。所建立转速-电流双闭环控制原理如图 3 所示。

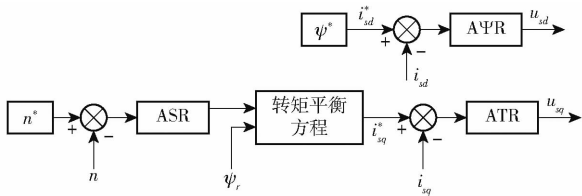


图 3 ASR + ATR + A Ψ R 原理结构模型
Fig. 3 ASR + ATR + A Ψ R principle structure model

考虑整车-试验台系统模型复杂程度及控制实时性要求,在异步电机控制过程中,控制系统应快速跟踪目标输入,控制电磁转矩实现惯量补偿,满足系统各项性能指标要求。为简化系统建模,ASR、ATR、A Ψ R 控制器均使用 PID 控制器代替复杂解耦器。

转速作为闭环反馈信息,一般通过真实物理传感器采集或搭建观测器模型获取^[20]。考虑试验台使用高性能转速转矩传感器检测主轴转速及转矩,故可基于滚筒转速及转矩直接计算电机端转速及电机轴输出转矩并作为闭环反馈输入电机矢量控制模型。磁链信息可通过搭建磁链观测器反馈至闭环反馈系统。基于转速、转矩双输入实现电机矢量转矩双闭环控制系统搭建,如图 4 所示。将目标制动减速度及目标制动转矩(通过目标制动减速度计算)输入上位工控机,工控机基于 Modbus 通信协议发

送控制指令字至变频器,变频器选择矢量转矩控制模式,控制电机输出对应转矩,单片机实时采集转速转矩传感器信号并基于 CAN 总线通信发送至上位工控机,工控机基于电机闭环控制系统反馈数据修正电机转矩输出,实现双闭环反馈控制。

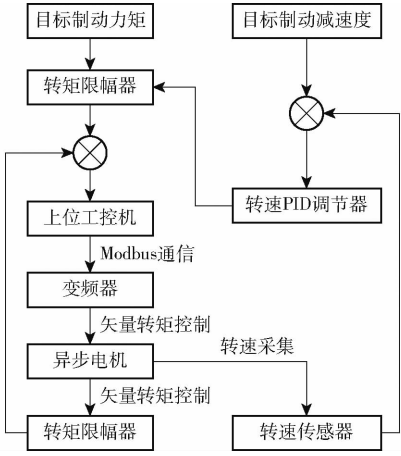


图 4 电机双闭环控制系统搭建
Fig.4 Construction of motor double closed loop control system

基于农用运输车制动性能试验台对电机双闭环反馈控制系统进行试验验证,在空载情况下测试电机输出转矩情况,如图 5 所示。



图 5 空载电机测试
Fig.5 Test of no-load motor

为测试双闭环控制系统实时性及转矩输出准确性,设计电机空载转动工况,输入目标变加速度进行闭环控制转矩输出试验。对数据进行离线分析处理,绘制输出转矩目标值及实测值对比曲线(图 6)。

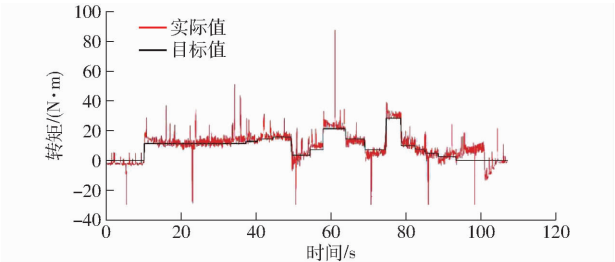


图 6 转矩对比曲线
Fig.6 Torque comparison curves

在剖除异点和结束段后,对比试验曲线可知,实测转矩值与目标值间平均误差为 4.8% (表 1),电

机矢量转矩双闭环控制系统能够实现对电机转矩输出精确控制,保证机电惯量耦合补偿精度。

表 1 双闭环控制试验偏差对比
Tab.1 Deviation comparison of double closed loop control test

参数	目标值	实际值
平均转矩/(N·m)	10.375	10.873
平均误差/%		4.80
最大误差/%		11.51
偏差标准差/(N·m)		0.159

3 仿真分析

3.1 仿真模型

为验证所设计机电惯量耦合补偿算法可行性,基于补偿机理建立整车-试验台仿真模型,对比试验台纯机械惯量补偿和机电惯量耦合补偿的输出情况。基于 Matlab/Simulink 建立整车-试验台联合仿真模型。试验台模型包含基础惯量模块、滚筒组模块、机械飞轮组模块、电机矢量转矩控制模块。仅考虑车辆纵向运动建立整车二自由度模型,联合整车模型及试验台模型建立系统仿真模型^[21-22]。选取江铃某型农用运输车作为仿真试验车型。车辆参数如表 2 所示。

表 2 仿真运输车参数
Tab.2 Simulation transport vehicle parameters

参数	数值/型式
尺寸(长×宽×高)/(mm×mm×mm)	5 955×1 950×2 140
整车质量/kg	2 315
轴距/m	3.36
车轮规格	7.00R16LT
类型	农用载货车辆
空载质心高度/m	0.775
前轴距质心距离/m	1.385
后轴距质心距离/m	1.425

3.2 仿真结果

验证整车-试验台系统仿真模型常规制动输出情况。设定仿真制动初速度为 50 km/h,制动减速度为 2.94 m/s²,滚筒表面摩擦因数满足高附着要求,制动过程中车轮无拖滑抱死。对比系统模型在模拟常规制动性能测试条件下纯机械惯量补偿、机电惯量耦合补偿两种仿真工况输出结果。

纯机械惯量补偿结果如图 7 所示,对比 4 侧主滚筒输出情况,前、后轴滚筒转速存在较大偏差,曲线分离严重,纯机械惯量补偿精度较差,无法用主滚筒速度来等效车速。

机电耦合惯量补偿结果如图 8 所示,对比 4 侧

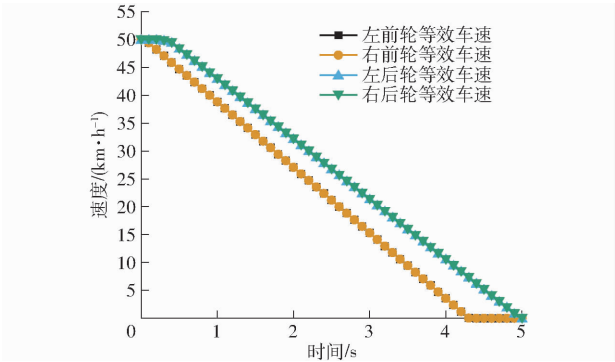


图 7 纯机械惯量补偿仿真结果

Fig. 7 Pure mechanical inertia compensation simulation results

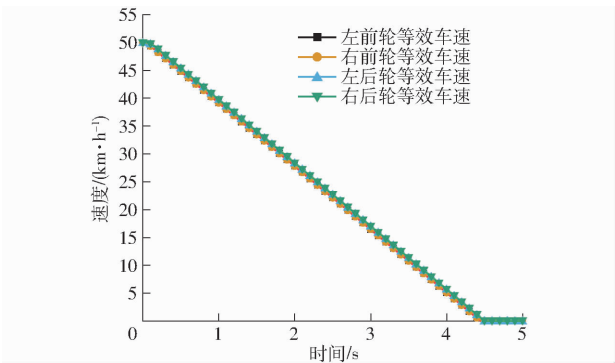


图 8 机电惯量耦合补偿仿真结果

Fig. 8 Electromechanical inertia coupling compensation simulation results

主滚筒输出情况,前、后轴滚筒转速基本一致,机电惯量耦合补偿效果较好,主滚筒转速能够合理等效整车车速,可基于整车试验台系统对被测车辆常规制动性能进行测试评价。

4 验证试验

4.1 整车试验平台搭建

搭建农用运输车制动性能试验台软硬件,验证机电惯量耦合补偿机理在整车不解体制动性能试验中的有效性,试验平台如图 9 所示。试验车型选取仿真同款车型。



图 9 农用运输车制动性能试验台

Fig. 9 Braking performance test bench for agricultural transport vehicles

4.2 整车试验平台机电惯量耦合补偿验证

验证整车-试验台常规制动输出情况。设定制动初速度为 50 km/h,制动减速度通过加装踏板限位装

置固定为 2.94 m/s^2 。滚筒表面摩擦因数满足车轮-滚筒高附着要求,保证制动过程中车轮无拖滑抱死。

首先进行纯机械惯量补偿制动试验,在制动时关闭电机转矩补偿,4 主滚筒转速输出如图 10 所示。然后进行机电惯量耦合补偿制动试验,制动开始时控制电机输出转矩进行电惯量补偿,4 主滚筒转速输出如图 11 所示。

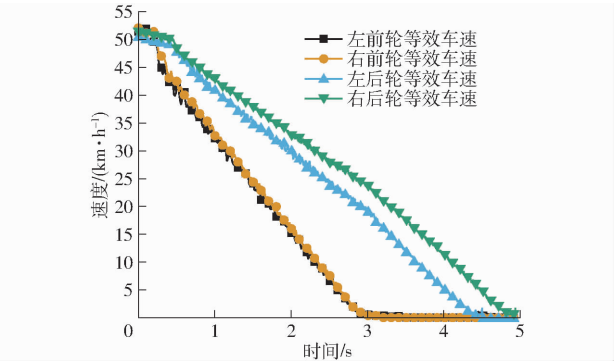


图 10 纯机械惯量补偿结果

Fig. 10 Pure mechanical inertia compensation results

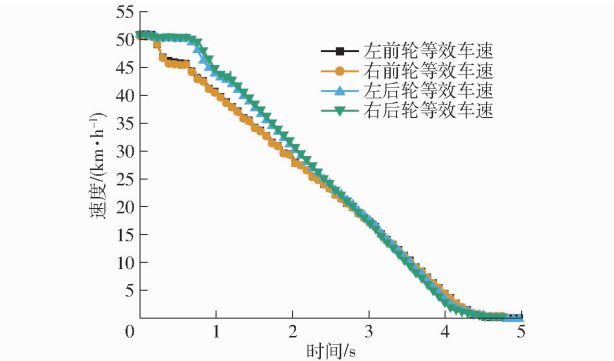


图 11 机电惯量耦合补偿结果

Fig. 11 Electromechanical inertia coupling compensation results

纯机械惯量补偿试验各轮模拟惯量与实际整车各车轮动态载荷偏差较大,前、后轴主滚筒转速分离明显,无法有效计算等效车速;机电惯量耦合补偿试验前后轴转速输出曲线贴合一致,能够有效表征整车速度。两种补偿方式具体偏差对比如表 3 所示。

表 3 两种惯量补偿试验偏差对比

Tab.3 Comparison of two inertia compensation test deviations

参数	纯机械惯量	机电惯量耦合补偿
平均制动减速度/($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)	3.539	3.230
前、后轴速度平均偏差/($\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$)	10.917	1.539
前、后轴速度最大偏差/($\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$)	24.096	6.623
前、后轴速度偏差方差/($\text{km}^2\cdot\text{h}^{-2}$)	42.316	1.730

纯机械惯量补偿前、后轴速度最大偏差为 24.096 km/h,速度偏差方差为 $42.316\text{ km}^2/\text{h}^2$;而

机电惯量耦合补偿前、后轴速度最大偏差为 6.623 km/h,速度偏差方差为 $1.730 \text{ km}^2/\text{h}^2$ 。试验结果表明:机电惯量耦合补偿机理能够有效补偿整车制动过程中的前、后轴动态惯量变化,输出前、后轴主滚筒转速能够有效地等效整车车速,以提高等效实际路面试验测试精度。

5 结论

(1)针对课题组所研发的农用运输车制动性能试验台对机电惯量耦合补偿机理进行研究,基于滚筒、飞轮组等转动部件机械惯量联合电机输出转矩等效电惯量实现测试整车惯量无级模拟。

(2)设计转速、转矩双输入电机矢量双闭环控制系统,通过实时采集转速转矩传感器信号修正电

机输出,提高电机控制精度。

(3)基于 Matlab/Simulink 建立整车-试验台仿真模型,对比整车-试验台系统仿真模型在常规制动条件下纯机械惯量补偿和机电惯量耦合的输出情况,验证了耦合惯量补偿的有效性。

(4)选取某型农用运输车基于整车试验平台进行惯量补偿对比试验,在常规制动条件下对比纯机械惯量补偿及机电惯量耦合补偿试验台输出结果,可得机电惯量耦合补偿的前、后轴速度平均偏差为 1.539 km/h,方差为 $1.730 \text{ km}^2/\text{h}^2$ 。滚筒转速贴合一致,能够有效模拟整车车速。

(5)基于机电惯量耦合补偿机理能够提高农用运输车制动性能试验台与整车动态惯量匹配的一致性,实现整车动力学性能的不解体测试。

参 考 文 献

- [1] 2019年农机事故情况通报[J]. 中国农机监理, 2020(增刊1):19-20.
- [2] 姚雪萍. 载货汽车危险状态辨识及监测预警研究[D]. 长春:吉林大学, 2014.
YAO Xueping. Research on identification and monitoring and early-warning for truck statues[D]. Changchun: Jilin University, 2014. (in Chinese)
- [3] 姚飞, 马博帅, 李凯, 等. 农业拖拉机各项性能评价指标及试验方法[J]. 农机化研究, 2021, 43(6):247-252.
YAO Fei, MA Boshuai, LI Kai, et al. Performance evaluation and test methods of agricultural tractors[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2021, 43(6):247-252. (in Chinese)
- [4] 谈黎虹, 应霞芳, 荆文明. 搓板式与滚筒式制动力测试台的测试比较[J]. 农业机械学报, 2004, 35(5):36-38, 46.
- [5] 夏均忠, 王太勇, 李树珉. 汽车制动试验台测试性能分析与应用[J]. 农业机械学报, 2005, 36(12):13-16.
- [6] 平板式制动检验:GB 28529—2012[S]. 北京:中国标准出版社, 2012.
- [7] 滚筒反力式汽车制动检验台:GB/T 13564—2005[S]. 北京:中国标准出版社, 2005.
- [8] 帅忠全, 高飞, 祁伟, 等. 一种基于模拟惯量偏差的电惯量控制算法[J]. 中国惯性技术学报, 2018, 26(1):127-132.
SHUAI Zhongquan, GAO Fei, QI Wei, et al. Electrical inertia control algorithm based on simulation inertia deviation[J]. Journal of Chinese Inertial Technology, 2018, 26(1):127-132. (in Chinese)
- [9] 刘和平, 战祥真, 李红新, 等. 惯量自补偿的纯电动汽车动力系统模拟试验台研究[J]. 电机与控制学报, 2011, 15(10):55-62.
LIU Heping, ZHAN Xiangzhen, LI Hongxin, et al. Research on self-compensated inertia test rig of pure electric vehicle dynamic system[J]. Electric Machines and Control, 2011, 15(10):55-62. (in Chinese)
- [10] 郝茹茹, 赵祥模, 周洲. 整车防抱死制动系统台架检测与道路对比试验[J]. 农业机械学报, 2013, 44(4):21-26.
- [11] 郝茹茹. 汽车 ABS 整车台架检测方法与试验研究[D]. 西安:长安大学, 2013.
- [12] FAJRI P, AHMADI R, FERDOWSI M. Equivalent vehicle rotational inertia used for electric vehicle test bench dynamic studies[C]//Conference of the IEEE Industrial Electronics Society. IEEE, 2012.
- [13] FAJRI P, AHMADI R, FERDOWSI M. Test bench for emulating electric-drive vehicle systems using equivalent vehicle rotational inertia[C]//Power & Energy Conference at Illinois. IEEE, 2013.
- [14] FAJRI P, AHMADI R, FERDOWSI M. Control approach based on equivalent vehicle rotational inertia suitable for motor-dynamometer test bench emulation of electric vehicles[C]//Electric Machines & Drives Conference. IEEE, 2013.
- [15] 马继杰. 制动器惯性台架电模拟惯量性能和关键技术研究[D]. 长春:吉林大学, 2010.
- [16] 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.
- [17] 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, 42.
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, 42. (in Chinese)
- [18] 李政学, 张永昌, 李正熙, 等. 异步电机新型占空比直接转矩控制方案[J]. 电工技术学报, 2015, 30(24):29-37.
LI Zhengxue, ZHANG Yongchang, LI Zhengxi, et al. A novel direct torque control strategy of induction machine drives with simple duty ratio calculation[J]. Transactions of China Electrotechnical Society, 2015, 30(24):29-37. (in Chinese)
- [19] 常鲜戎, 樊尚科康波, 赵书强, 等. 三相异步电机新模型及其仿真与实验[J]. 中国电机工程学报, 2003, 23(8):141-146.
CHANG Xianrong, COCQUEMPOT V, ZHAO Shuqiang, et al. The new three phase asynchronous machine model and simulation experiment[J]. Proceedings of the CSEE, 2003, 23(8):141-146. (in Chinese)
- [20] 何飏, 齐智平, 冯之钺. 无速度传感器矢量控制系统的电机参数测算[J]. 农业机械学报, 2005, 36(2):85-87, 92.
- [21] 邢智超, 王国业, 何畅然, 等. 汽车双转鼓惯性试验台等效路面附着机理研究[J]. 汽车工程, 2019, 41(4):455-461.
XING Zhichao, WANG Guoye, HE Changran, et al. A study on equivalent pavement adhesion mechanism of vehicle's inertial test bench with dual-drum[J]. Automotive Engineering, 2019, 41(4):455-461. (in Chinese)
- [22] 何畅然, 王国业, 张露, 等. 电动汽车新型再生-机械耦合线控制动系统机理研究[J]. 汽车工程, 2018, 40(3):283-289.
HE Changran, WANG Guoye, ZHANG Lu, et al. A study on the mechanism of novel braking-by-wire system with regenerative-mechanical coupling for electric vehicles[J]. Automotive Engineering, 2018, 40(3):283-289. (in Chinese)