

DOI: 10.3901/JME.2008.11.260

# 履带车辆感应电动机驱动系统匹配理论\*

孙逢春 陈树勇

(北京理工大学机械与车辆工程学院 北京 100081)

**摘要:** 为了把以某15 t级装甲履带车辆的机械传动系统改装成双电动机独立驱动电传动系统,体现电传动履带车辆的优点,依据该型车辆的整车设计参数和动力性能指标参数,对驱动系统中感应电动机、侧传动性能参数进行合理匹配计算。运用现代设计理论与方法——协同仿真与虚拟样机技术,借助控制系统分析软件 Matlab/Simulink 和多体动力学分析软件 RecurDyn/Track-HM,对整车行走系统及电动机驱动系统进行了建模与协同仿真,并提出转矩控制策略。对加速性能、最高车速、最大爬坡度和原地转向等四种不同极限工况下驱动性能的仿真结果均得到国内首台电传动履带车辆原理样车实车路况试验结果验证,从而说明匹配是合理可行的,协同仿真模型及控制策略是正确的。对提高国内电传动履带车辆的研究水平具有重要的现实意义。

**关键词:** 匹配 感应电动机 履带车辆 协同仿真

**中图分类号:** TP391.9

## Matching Theory of Tracked Vehicle Induction Motor Drive System

SUN Fengchun CHEN Shuyong

(School of Mechanical and Vehicular Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081)

**Abstract:** In order to refit dual-motor-individual-drive electric drive system from mechanical drive system on a 15 t armored tracked vehicle and to embody the advantages of the electric drive tracked vehicle, the performance parameters of induction motor and final drive in the tracked vehicle drive system are calculated for reasonable matching according to the design and dynamic performance indicators parameters of the whole vehicle. Modern design theory and methodology—collaborative simulation & virtual prototyping are applied, the model of running system and motor drive system on the whole vehicle is built, and the collaborative simulation is done by means of control system analysis software Matlab/Simulink and multi-body dynamics analysis software RecurDyn/Track-HM. The torque control strategy is put forward. The simulation results of drive performance under four different limit conditions (i.e. acceleration performance, maximum speed, maximum climbing degree and central turning) are validated by real vehicle load test on the first principle vehicle prototype of the electric drive tracked vehicle in China, which proves that the matching is reasonable and feasible, the model of collaborative simulation and the control strategy are right. It has great practical significance in raising research level of the electric drive tracked vehicle in China.

**Key words:** Matching Induction motor Tracked vehicle Collaborative simulation

## 0 前言

履带车辆电传动的发展已经历近百年的历史,其主要驱动结构形式有四种<sup>[1]</sup>。与传统机械传动履带车辆相比,电传动履带车辆主要具有以下优点:加速性能好,可以实现无级变速和转向,可静音行驶,空间布置灵活等。履带车辆电传动技术的众多优点使美国、英国、法国和德国等西方一些工业发

达国家非常重视电传动履带车辆技术,对其进行了大量的研究,部分产品进入演示验证阶段,并且制定计划装备部队<sup>[2-4]</sup>。虽然西方国家在车辆电传动技术方面已有了较先进的研究成果,但是由于国外基于军事目的和商业利益等原因,对其他国家进行技术保密,有关详细资料很难见到。

以双电动机独立驱动两侧主动轮电传动履带车辆为研究对象,两侧电动机及控制器结构和性能完全相同。在履带车辆电传动诸多关键技术中,电动机及其变频调速技术和整车动力学建模技术都是核心。鉴于此,立足国内驱动电动机以及机电设备

\* 国家重点“十五”国防科技预研资助项目(40402070101)。20071118收到初稿,20080609收到修改稿

的技术实际发展水平，提出感应电动机、侧传动性能参数与整车结构和动力性能参数之间的合理匹配理论，然后结合运用动力学软件 RecurDyn 和控制软件 Matlab/Simulink 进行驱动系统建模与协同仿真，对提高国内电传动履带车辆的研究水平具有重大的现实指导意义。

## 1 电传动履带车辆原理样车底盘选型及整车动力性能技术指标

选择以国产某机械传动的轻型装甲履带车辆底盘为基础而改装的双电动机独立驱动主动轮电传动履带车辆为理论分析和试验对象，对电传动系统中的感应电动机和侧传动性能参数与整车结构和动力性能参数进行合理匹配，以实现电传动履带车辆的最佳驱动性能。动力性能主要技术指标：最高车速大于 70 km/h；最大爬坡度大于 60%；0~32 km/h 加速时间小于 10 s；能够实现原地转向。

## 2 系统匹配设计

驱动电动机是经由侧传动直接驱动两侧主动轮的动力部件，它的动力输出特性直接决定了整车的动力性能。特别是采用双侧电动机独立驱动主动轮的电传动结构，使履带车辆的直线和转向行驶全部要依赖电动机控制器以及综合控制器对驱动电动机转矩或转速的控制来实现，所以合理的系统参数匹配设计很重要。与普通工业用电动机相比，电动车辆用电动机的力学特性要满足：额定转速之下恒转矩，额定转速之上恒功率；爬坡低速大转矩，高速低转矩；宽广的调速范围，宽范围的高效率运行。

### 2.1 电动机额定功率 $P_e$

可根据预期的最高车速来初步确定单个电动机的额定功率(即持续功率)，使其功率大于等于以最高车速行驶时阻力功率之和。选择的原因一是车辆消耗的功率随车速增大而增加；二是车辆经常行驶的车速一般低于最高车速，故而可有适当的后备功率，以用于加速和爬坡。

$$P_e \geq \frac{1}{2 \times 3 \times 600 \eta_{ch} \eta_x} \left( fG + \frac{C_d A v_{max}^2}{21.15} \right) v_{max} \quad (1)$$

式中  $\eta_{ch}$  ——牵引电动机输出端到主动轮的传动效率

$\eta_x$  ——行走装置效率

$f$  ——地面变形阻力系数

$G$  ——汽车重量

$v_{max}$  ——最高车速

$C_d$  ——空气阻力系数

$A$  ——履带车辆正投影面积

根据式(1)选定额定功率  $P_e=100$  kW。

### 2.2 电动机最大功率 $P_{emax}$ 及功率过载系数 $k_p$

最大功率可由电动机功率过载系数来确定。履带车辆转向时转向阻力矩较大，内外侧履带的功率需求也较大。因此在传动系统设计时，最大功率应该满足车辆转向机动性的要求。

转向时，外侧履带所需要的牵引力大于或等于内侧履带所需要的制动力的绝对值。功率过载系数可根据转向时外侧电动机所需要的功率来确定

$$k_p = \frac{P_2}{P_e} \quad (2)$$

式中  $P_2$  ——外侧牵引电动机需要的功率

由于原理样车采用独立式转向，即转向时外侧履带速度等于转向前车速，所以  $P_2$  表达式为

$$P_2 = \frac{F_2 v_2}{3 \times 600 \eta_{ch} \eta_x} = \frac{F_2 v_a}{3 \times 600 \eta_{ch} \eta_x} = \frac{(0.5 fG + 0.25 \mu GL / B) v_a}{3 \times 600 \eta_{ch} \eta_x} \quad (3)$$

式中  $F_2$  ——外侧履带驱动力

$v_2$  ——外侧履带行驶速度

$v_a$  ——车辆行驶速度

$L$  ——履带接地长

$B$  ——履带中心距

$\mu$  ——转向阻力系数

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

式中  $\rho$  ——相对转弯半径

$\mu_{max}$  —— $\rho=0.5$  转向时最大转向阻力系数

由车辆转向时动力学方程可得

$$\rho = \frac{v_a^2}{3.6^2 a B} \quad (5)$$

式中  $a$  ——侧向加速度

由式(2)~(5)，可得出在已知路面参数、车辆结构参数和效率前提下，功率过载系数与行驶车速、侧向加速度的函数关系，即

$$k_p = f(v_a, a) \quad (6)$$

根据履带车辆改装电传动系统的设计经验，以及为了满足车辆行驶的安全性，转弯时侧向加速度  $a \leq 0.5g$ 。由式(5)可知，如果  $a$  越小，则  $\rho$  越大，车辆的机动性能也就越差。将  $a=0.5g$  代入式(6)，由于转向时一般要求车速  $v_a \leq 10$  km/h，故取牵引电动机的功率过载系数  $k_p=1.5$ 。再根据式(2)，取电动机最大功率为 150 kW。

### 2.3 电动机最高转速 $n_{\max}$ 、额定转速 $n_e$

电动机的最高转速和自身的尺寸、质量和内在损耗都有直接关系。在电动车辆用电动机调速范围上,对电动机扩大恒功率区系数 $\beta$ (即弱磁扩速能力)一般要求在4~6,  $\beta$ 太小则额定转矩、转子电流、内在损耗、电动机尺寸和质量均较大;  $\beta$ 太大则传动比也较大,会造成驱动轴转矩和齿轮应力增大。综合考虑国内电动机技术与工艺水平等因素,履带车辆用电动机必须具有4倍以上的弱磁扩速能力才能满足最高行驶车速的要求,取电动机最高转速为8000 r/min,  $\beta=4.3$ 。由式(7)可确定电动机额定转速为1860 r/min

$$n_e = n_{\max} / \beta \quad (7)$$

### 2.4 电动机额定转矩 $T_e$ 、最大转矩 $T_{\max}$

额定转矩  $T_e$  可由式(8)确定,  $T_e=514 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

$$T_e = 9549P_e / n_e \quad (8)$$

最大转矩须根据电动机转矩过载系数来确定。当履带车辆运行在以下两种工况下时,两侧履带所需要的牵引力/制动力最大: ① 60%度上坡行驶。② 原地起动开始中心转向。对上述工况下一侧履带所需的牵引力及动力因数进行分析,就可以确定牵引电动机的转矩过载系数和最大转矩。

在60%度坡上行驶时,一侧履带所需的牵引力  $F_{1\max}$  及动力因数  $D_{1\max}$  为

$$F_{1\max} = \frac{1}{2} [G \sin(\arctan 0.6) + fG \cos(\arctan 0.6)] \quad (9)$$

$$D_{1\max} = \frac{F_{1\max}}{G/2} = \sin(\arctan 0.6) + f \cos(\arctan 0.6) \quad (10)$$

车辆由静止状态开始原地中心转向时,一侧履带所需的牵引力  $F_{2\max}$  及动力因数  $D_{2\max}$  为

$$F_{2\max} = \frac{fG}{2} + \frac{\mu_0 GL}{4B} \quad (11)$$

$$D_{2\max} = \frac{F_{2\max}}{G/2} = f + \frac{\mu_0 L}{2B} \quad (12)$$

式中  $\mu_0$ ——中心转向时的转向阻力系数

$$\mu_0 = \frac{\mu_{\max}}{0.925 + 0.15\rho} = 1.08\mu_{\max}$$

$$\rho = 0$$

考虑车辆起动时的牵引力需求,引入起动系数  $s_q \approx 1.1 \sim 1.3$ 。因此单侧履带的最大动力因数  $D_{\max}$  为

$$D_{\max} = s_q \max(D_{1\max}, D_{2\max}) \quad (13)$$

根据车辆的行驶路面、技战术指标、牵引电动机和机械传动系统的参数可以确定牵引电动机的转

矩过载系数

$$k_T = \frac{T_{\max}}{T_e} = \frac{D_{\max} Gr / (2i\eta_{ch}\eta_x)}{9549P_e / n_e} = \frac{D_{\max} Gr n_e}{2 \times 9549P_e i \eta_{ch}\eta_x} \quad (14)$$

式中  $T_{\max}$ ——牵引电动机最大转矩

$r$ ——主动轮工作半径

$i$ ——侧传动传动比

忽略空气阻力,式(1)可改写为

$$P_e = P_{v\max} \approx \frac{1}{2} \frac{fGv_{\max}}{3600\eta_{ch}\eta_x} \quad (15)$$

$$v_{\max} = 0.377 \frac{n_{\max} r}{i} \quad (16)$$

由式(7)、(14)~(16)可得

$$k_T = \frac{D_{\max}}{f\beta} \quad (17)$$

根据原理样车的结构参数、电动机恒功率区系数和典型路面参数,由式(17)选定电动机的转矩过载系数  $k_T=2.6$ ,所以最大转矩为1350 N·m。

### 2.5 侧传动传动比 $i$

侧传动传动比的选择与电动机的最大输出转矩和最大输出转速密切相关。在相同传动比下,如果电动机低速区最大转矩输出越大,则使电动机最大转速降低;如果电动机最大转速增加,则使电动机低速区最大输出转矩降低。

按照设计要求,在干硬路面的最大爬坡度要求为60%以及能够实现原地转向,则要求的电动机允许的过载转矩,即最大输出转矩

$$T_{\max} = \frac{F_{\max} r}{\eta_{ch}\eta_x i} \quad (18)$$

式中  $F_{\max} = \max(F_{1\max}, F_{2\max})$

由式(18)化简可得

$$i = \frac{F_{\max} r}{T_{\max} \eta_{ch}\eta_x} \quad (19)$$

传动比还与最高行驶车速有关,计算如下

$$i = \frac{0.377 n_{\max} r}{v_{\max}} \quad (20)$$

由式(19)、(20)可知,传动比需满足  $12.937 \leq i \leq 13.600$ ,最终选定传动比为13.200。参考现有的减速结构及技术可行性,侧传动选用柱齿轮和行星排两级减速传动。

## 3 电传动履带车辆驱动系统的建模及控制策略

为验证匹配的合理性,分别利用试验得到的电动机外特性模型以及利用多体动力学软件

RecurDyn 建立的履带车辆整车动力学模型，并结合转矩控制策略建立协同仿真模型。

### 3.1 履带车辆整车虚拟样机行驱动力学模型

由于履带车辆整个行动部分结构特别复杂，存在大量接触碰撞问题，仅仅用纯数学方式很难建立准确的履带车辆动力学模型，应用多体动力学软件 RecurDyn 的高机动履带车辆专业化工具包 Track-HM 对整车行动部分建立了动力学建模<sup>[5-6]</sup>，同时，利用该软件提供的和控制系统分析软件的接口模块对整个驱动系统进行协同仿真分析研究，有关协同仿真内容见第 3.2 节。

整车行驶动力学模型主要包括一个底盘系统和左右两侧履带环子系统，其中底盘系统由车体、主动轮、诱导轮、托带轮、负重轮和悬架装置(扭杆、平衡肘和减振器)等组成，每侧履带环子系统由许多块履带板通过履带端连接器连接而成一个封闭的环状结构。车体左右两侧分别由 1 个主动轮、1 个诱导轮、6 个负重轮、3 个拖带轮、6 个平衡肘和 2 个减振器组成。主动轮前置，采用双销式履带、单轮缘负重轮。悬架系统采用扭杆式独立悬架，运用转动弹簧阻尼驱动器力元件来模拟；车体每侧前后负重轮上方安装有筒式液压减振器，运用平动弹簧阻尼驱动器力元件来模拟。车体部分由三维实体建模软件 Pro/E 生成的 hull.stp 文件转化而来。负重轮通过平衡肘与车体相连，平衡肘一端通过旋转副与负重轮连接，另一端连接到固定在车体上的扭力轴上。履带板之间、履带板与地面、负重轮之间以及主动轮之间的接触力分别根据相应的刚度系数、阻尼系数以及几何尺寸等参数来确定。根据该车的原始设计参数以及三维实体模型，确定各部件的几何参数和性能参数，以及不同实体之间的约束关系，建立履带车辆虚拟样机模型，如图 1 所示。整车模型共

有 34 个约束，1 196 自由度，在建模时选取主动轮的中心作为固定坐标系。

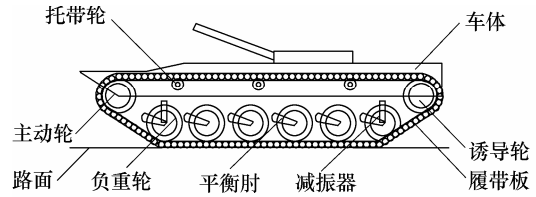


图 1 履带车辆虚拟样机模型

### 3.2 协同仿真模型

利用 RecurDyn/Control 接口技术将整车多体系统动力学模型和基于 Matlab/Simulink 建立的电动机控制系统模型结合起来，进行机械系统和控制系统协同仿真<sup>[7-9]</sup>，协同仿真模型如图 2 所示，图 2 中 RecurDyn Plant Block 就是动力学模型，但是用 RecurDyn\_sub 子函数文件来表示的。由于该履带车辆驱动系统采用双电动机独立驱动，两侧驱动系统结构形式完全相同，其中电动机及控制器子系统模型如图 3 所示，电动机模型就是按照匹配特性参数研制的电动机在台架试验上实测的外特性曲线，反应在某特定工作区间的最大转矩与转速之间的关系，实测最大转矩：1 100 N·m(800 r/min)。感应电动机实际输出转矩  $T_{real1}$  和  $T_{real2}$  通过侧传动作用于主动轮上，所以在模型中设置了 4 个增益  $G_1 \sim G_4$ ，主动轮的输入转矩应该等于电动机输出转矩乘以传动比以及传动效率，电动机实际转速应该等于主动轮输出转速乘以传动比以及传动效率。故将左右侧电动机和侧传动部件视为车体的一部分，即将电动机和侧传动的质量计入车体总质量，总质量约为 11.6 t；将电动机和侧传动的等价转动惯量计入主动轮的转动惯量。

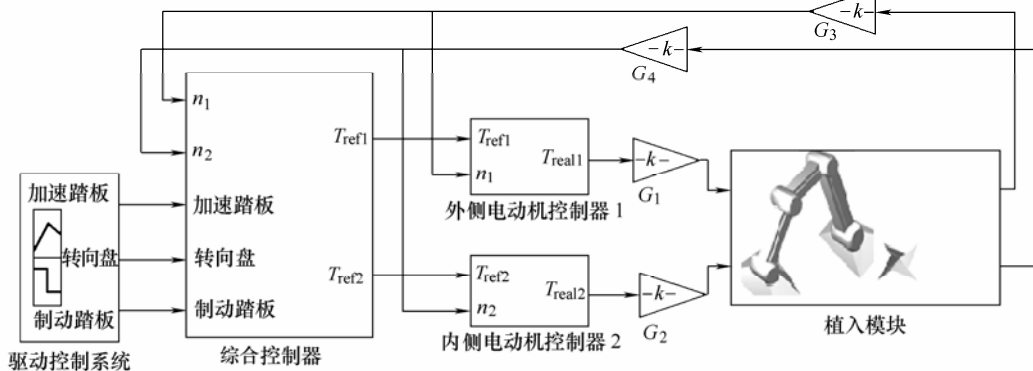


图 2 协同仿真模型

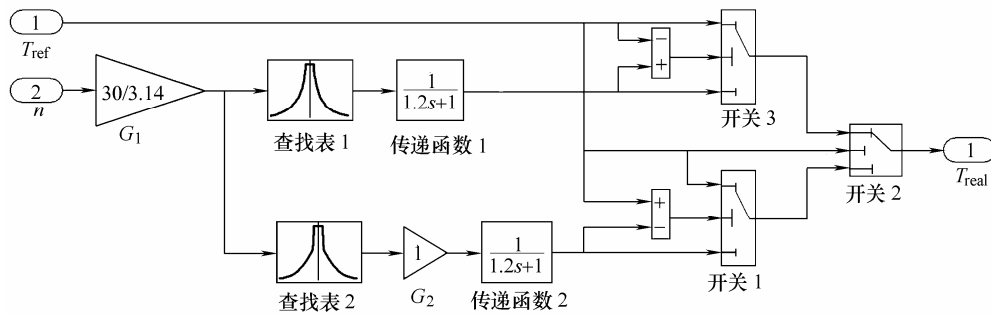


图 3 电动机及控制子系统模型

### 3.3 转矩控制策略

结合图 2、3 对转矩控制策略进行分析。转矩控制是以两侧电动机转矩作为控制对象，所以把加速踏板、制动踏板和转向盘等发出的信号定义为转矩信号，通称为驾驶员操控信号。除了转矩信号之外，还有挡位选择开关(PRND 和三个试验挡位)，试验挡位主要是试验调试用到，例如给定某一特定转矩值。当车辆直驶时，加速踏板或者制动踏板工作，转向盘处于零位或者空行程，加速踏板或者制动踏板的行程与目标转矩相对应；当某侧遇到障碍时，为了维持直驶状态，综合控制器根据 PI 控制对两侧电动机实际转速  $n_1$  和  $n_2$  自动调节转矩，使两侧转矩保持一致。当车辆左(右)转时，踩下加速踏板，同时转向盘左(右)转，此时右(左)侧电动机驱动转矩的大小由加速踏板行程决定，左(右)侧电动机制动转矩的大小由转向盘转角的大小决定；转向盘转角处于最大值( $45^\circ$ )时，左(右)侧电动机处于完全制动状态，此时为沿着逆(顺)时针  $B/2$  转向。当原地转向时，挡位开关选择 7 挡，加速踏板的行程直接决定两侧目标转矩的大小，同时保持转向盘处于零位或者空行程。如果目标转矩大于相应特征曲线，则电动机实际输出转矩值为特征曲线值；反之，则为目标转矩值，如图 3 所示。

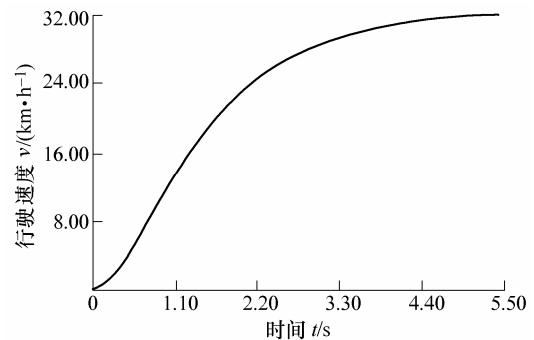
## 4 极限工况下的仿真与试验结果分析

由于电动机台架试验实测最大转矩为  $1\ 100\ \text{N}\cdot\text{m}$ ，考虑到安全性等原因，约定原理样车实车不同路况试验时综合控制器程序中的最大转矩变量为  $1\ 000\ \text{N}\cdot\text{m}$ 。

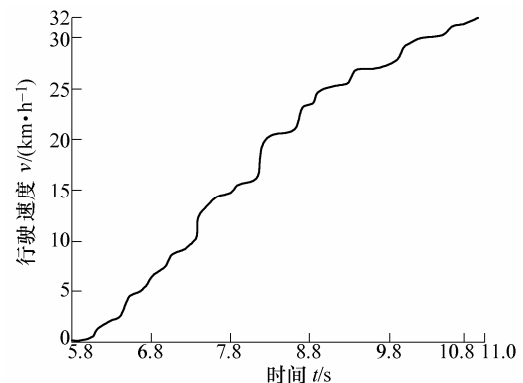
### 4.1 加速特性

加速性是指履带车辆在一定时间内加速至某一速度的能力，通常是以原地静止起步加速到  $32\ \text{km/h}$  时所需要的时间来评价。加速性是衡量履带车辆驱动特性的重要性能指标之一，对车辆平均行驶速度有较大影响。图 4 为控制程序中限定加速踏板给定转矩变量为  $1\ 000\ \text{N}\cdot\text{m}$  时  $0\sim 32\ \text{km/h}$  的加速特性曲线，仿真值为  $5.5\ \text{s}$ ，试验值为  $5.2\ \text{s}$ 。仿真和

试验曲线基本相同，但是由于实车试验时驾驶员实际踩加速踏板时有抖动现象以及试验数采系统不稳定，导致试验曲线在某些点出现不规则变化现象。



(a) 仿真曲线



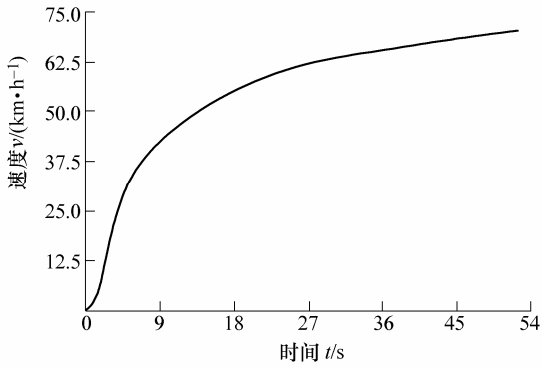
(b) 试验曲线

图 4 加速特性曲线

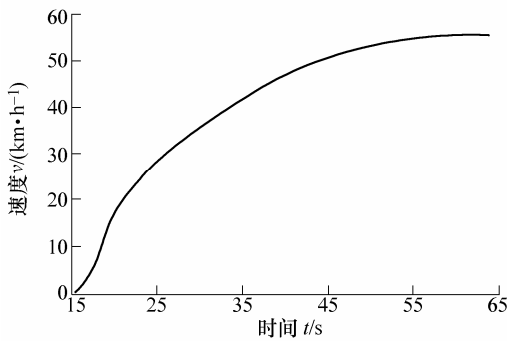
### 4.2 最高车速

最高车速是指在接近水平良好沥青或者水泥路面上所能达到的最高行驶速度。它仅仅反映车辆所具有的极限能力，并不反映车辆实际行驶的平均车速。图 5a 为给定最大转矩为  $1\ 000\ \text{N}\cdot\text{m}$  时的最高车速仿真曲线，从仿真结果看可以达到  $70\ \text{km/h}$ 。图 5b 为实车试验最高车速试验曲线，试验最高车速为  $55.43\ \text{km/h}$ ，且最高车速持续  $10\ \text{s}$  左右，与最初设计指标存在一点差距，原因是多方面综合因素造成的，但主要原因包括两点：① 高速行驶试验时车辆遇到的实际阻力较大。② 电动机在高速区效率下降，导致电动机在高速区发出的实际输出转矩下降。

③ 发动机功率下降，处于“降功率”运行。



(a) 仿真曲线



(b) 试验曲线

图 5 最高车速曲线

### 4.3 最大爬坡性能

图 6 为给定最大转矩为  $1\ 000\ \text{N}\cdot\text{m}$  时爬  $31^\circ$  最大坡度时整车在水平方向上的速度曲线。在  $t=0\sim 0.70\ \text{s}$  内，整车在平地上直驶，车速逐渐增加；在  $t=0.70\ \text{s}$  时开始爬坡，在  $t=0.70\sim 1.65\ \text{s}$  内转速出现波动，这主要是因为当履带前部分已经爬上斜坡时，后部分仍然在平地上，不同部分履带法向力发生冲突，造成明显振动，当  $t=1.65\ \text{s}$  时整车完全爬上斜坡；在  $t=1.65\sim 2.50\ \text{s}$  内，由于行驶阻力矩逐渐变大，导致车速逐渐减小；在  $t=2.50\sim 5.00\ \text{s}$  内，电动机发出的实际驱动转矩又开始增加，且大于行驶阻力矩，所以速度逐渐增加，当  $t=5.00\ \text{s}$  之后爬坡稳定速度约为  $8.8\ \text{km/h}$ 。图 7 为爬坡时整车质心轨迹。但是由于是对第一台电传动履带车辆原理样车进行摸底试验，一方面数采系统没有真正做到完全自动化，另一方面考虑到人身安全，最大坡度爬坡实车测试时车上只有驾驶员一人。受上述客观因素条件限制，没有对试验数据进行采集，但从现场拍摄的图片上足以验证最大爬坡性能，如图 8 所示。

### 4.4 原地转向

图 9 显示了由静止状态下内外侧分别给定制动转矩  $T_1$  和驱动转矩  $T_2$  ( $T_2 = -T_1 = 1\ 000\ \text{N}\cdot\text{m}$ )，开始顺时针原地转向时两侧主动轮质心在水平方向上的

轨迹，从轨迹可以看出控制比较理想，能够真正实现原地转向，转向一圈需  $7.60\ \text{s}$ 。图 10 为原地转向时左右侧(即内外侧)电动机转速曲线，仿真和试验曲线基本一致。图 11 为原地转向试验轨迹。

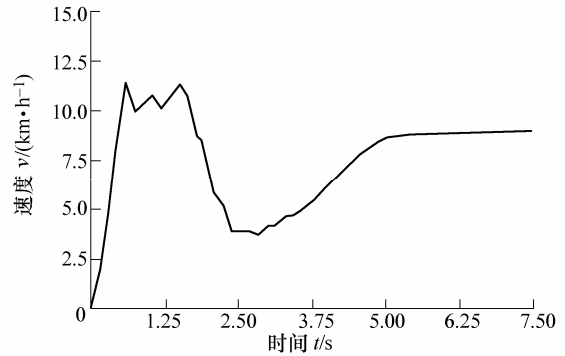


图 6 水平方向速度曲线

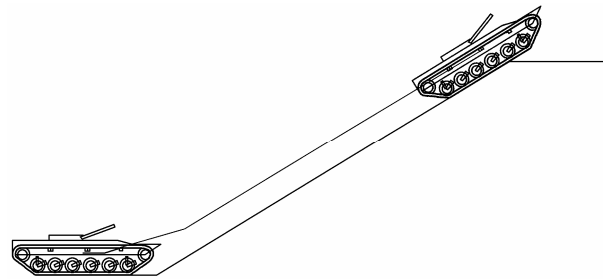


图 7 爬  $31^\circ$  坡时整车质心轨迹



图 8 爬  $31^\circ$  坡时照片

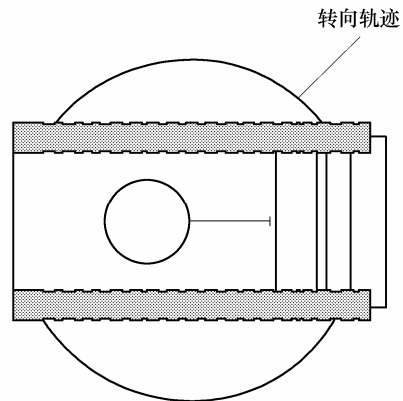
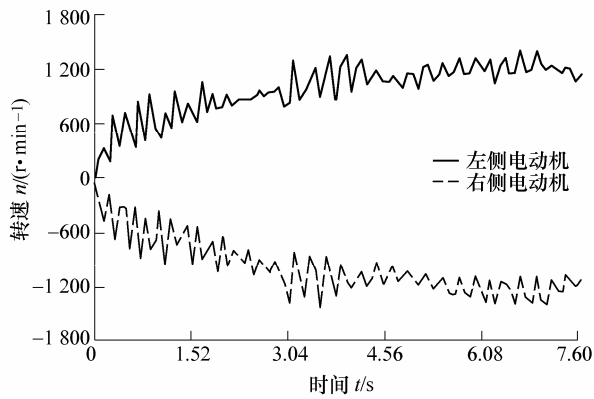
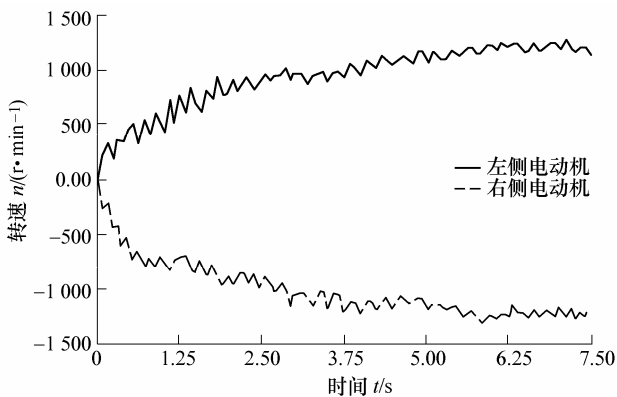


图 9 原地转向时两侧主动轮质心在水平面上的轨迹



(a) 仿真曲线



(b) 试验曲线

图 10 原地转向时电动机转速曲线

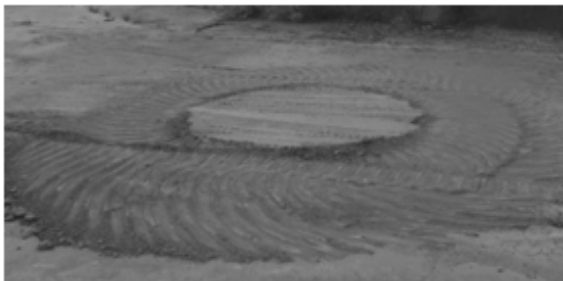


图 11 原地转向试验轨迹

## 5 结论

(1) 从四种极限工况下的仿真和试验结果可以看出, 提出的驱动系统的性能匹配方案是比较合理的, 建立的协同仿真模型以及提出的转矩控制策略可行, 且得到了国内首台双侧电动机独立驱动电传动履带车辆原理样车实车试验的验证。

(2) 除了最高车速试验值没有达到原定设计指标外, 其他例如加速特性、最大爬坡特性以及原地转向等动力特性均达到指标要求, 其中加速特性指标远远小于设计指标。

(3) 为达到最高车速性能指标, 必须提高电动机驱动系统在高速区的效率, 为此电动机控制器有待于进一步优化。

## 参 考 文 献

- [1] 颜南明, 马晓军, 臧克茂. 履带装甲车辆电传动技术初探[J]. 兵工学报, 2004(9): 619-623.  
YAN Nanming, MA Xiaojun, ZANG Kemao. Electric drive systems in armored tracklayer vehicles [J]. Acta Armamentarii, 2004(9): 619-623.
- [2] Electric drive M113 vehicle refurbishment project: sacramento electric transportation consortium RA93-23 program[R]. ADA322403, 1997.
- [3] RON H, ALAN L. Electric drive for modern combat vehicle[J]. International Defense Review, 1990, 3: 307-310.
- [4] 王雄高, 张国斌. 采用电传动装置的装甲车辆[J]. 国外坦克, 2004(8): 28-30.  
WANG Xionggao, ZHANG Guobin. The electric drive device used in armored vehicles [J]. Foreign Tank, 2004(8): 28-30.
- [5] RecurDyn™/Solver theoretical manual[R]. 2003.
- [6] JESPER Slattengren. Utilization of ADAMS to predict tracked vehicle performance[G]. SAE Paper 2001-01-0303.
- [7] 熊光楞, 郭斌, 陈晓波, 等. 协同仿真与虚拟样机技术[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004.  
XIONG Guangleng, GUO Bin, CHEN Xiaobo, et al. Collaborative simulation & virtual prototyping[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2004.
- [8] RUBINSTEIN D, HITRON R. A detailed multi-body model for dynamic simulation of off-road tracked vehicles[J]. Journal of Terramechanics, 2004: 163-173.
- [9] WANG G G, HOROWITZ I, WANG S H, et al. A control design for a tracked vehicle with implicit nonlinearities using quantitative feedback theory [C]//Proceedings of the 27th Conference on Decision and Control, Austin, Texas, December, 1988: 2 416-2 418.

作者简介: 孙逢春, 男, 1958 年出生, 教授, 博士研究生导师, 长江学者。研究方向为车辆动力学, 新能源车与电驱动技术。

E-mail: sunfch@bit.edu.cn

陈树勇, 男, 1972 年出生, 博士研究生。主要研究方向为新能源车与电驱动技术。

E-mail: shuyongchen@sina.com