

静液驱动履带车辆转向神经网络 PID 控制仿真*

杨磊 马彪 李和言

(北京理工大学机械与车辆学院, 北京 100081)

【摘要】 根据履带车辆转向运动学和动力学分析,提出转向控制策略,可在满足系统压力限制以及保证车辆转向安全条件下自动降低平均车速以保证驾驶员期望转向半径的准确实现。转向控制器由神经网络 PID 控制器和泵马达排量控制器组成。运用 Matlab/Simulink 对系统进行神经网络转向控制仿真分析,仿真结果表明,与传统 PID 控制相比较,神经网络控制输出超调量由 10.5% 降至 4.1%,控制响应时间由 4.8 s 降至 2.2 s,提高了系统实时性和鲁棒性。不同转向工况的仿真结果表明,采用神经网络控制可使静液驱动履带车辆获得良好的转向稳定性和操纵性。

关键词: 履带车辆 静液驱动 转向 神经网络 PID 控制

中图分类号: U463.22; U469.6⁺94 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2010)07-0015-06

Steering Neural Network PID Control for Tracked Vehicle with Hydrostatic Drive

Yang Lei Ma Biao Li Heyan

(School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

Abstract

Based on steering kinematics and dynamics analysis of tracked vehicle, steering control strategy was presented to realize reducing average vehicle speed automatically while achieving the driver's expected steering radius exactly in the case of not exceeding the system pressure threshold and secure steering. The steering controller was comprised of neural network PID controller and pump & motor displacement controller. The steering neural network control simulation was conducted by using Simulink of Matlab. The simulation results indicated that compared with conventional PID control, neural network control export overshoot reduced from 10.5% to 4.1% and control response time decreased from 4.8 s to 2.2 s, which meant that system real-time ability and robustness were improved. The simulation results for various steering conditions demonstrated that good steering stability and maneuverability were obtained with neural network control for tracked vehicle with hydrostatic drive.

Key words Tracked vehicle, Hydrostatic drive, Steering, Neural network, PID control

引言

静液驱动履带车辆必须通过控制两侧变量泵、变量马达排量,调节两侧马达转速实现正常转向行驶。静液驱动履带车辆可实现无级转向,提高车辆转向低速操纵性和高速平稳性。转向控制是静液驱

动履带车辆面临的首要问题与技术难点。本文提出一种基于模拟人工神经网络 PID(ANNPID)控制的静液驱动履带车辆转向转速控制策略,通过建立静液驱动履带车辆转速调节转向控制系统,协调控制两侧马达转速,以提高系统鲁棒性,进而实现驾驶员转向意图。

1 静液驱动履带车辆转向分析

静液驱动履带车辆如图 1 所示,该结构采用双泵双马达分置车辆两侧方案,即发动机把动力传递给增速箱,由动力传动箱分别传递动力给两侧的泵马达系统,后又经侧传动与主动轮相连驱动整车行驶。

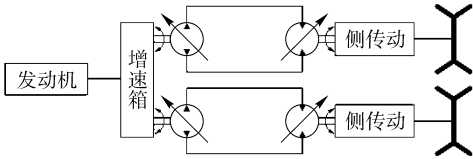


图 1 静液驱动系统结构图

Fig. 1 Structural diagram of hydrostatic drive system

图 2 为车辆转向示意图,不考虑车辆横向滑移、内侧履带滑移和外侧履带滑转,在水平良好硬路面上,转向运动是在沿行驶方向 v 的直线运动上叠加一绕转向中心 O_1 (运动的瞬时中心) 的回转运动。

图 2 中, B 为履带中心距, m ; R 为转向半径, m ; O_1 、 O_2 为内、外履带接地段瞬时转向中心; O 为车辆中心; v_0 为车辆转向中心速度, km/h ; ω 为转向角速度, r/min ; v_1 、 v_2 为内、外侧履带速度, km/h ; F_1 、 F_2 为内、外侧履带所需牵引力, N ; F_{R1} 、 F_{R2} 为内、外侧履带的滚动阻力, N ; M_μ 为转向阻力矩, $N \cdot m$; L 为履带接地长, m 。

对车辆进行转向运动学和动力学分析有^[1]

$$\left\{ \begin{aligned} m \dot{v}_O &= F_1 + F_2 - F_{R1} - F_{R2} \\ J \dot{\omega} &= -F_1 \frac{B}{2} + F_2 \frac{B}{2} + F_{R1} \frac{B}{2} - F_{R2} \frac{B}{2} - M_\mu \\ \mu &= \frac{\mu_{\max}}{0.925 + 0.15\rho} \quad M_\mu = \mu mgL/4 \\ v_O &= \omega R = \omega \rho B \quad F_{R1} = F_{R2} = \frac{f_R mg}{2} \\ F_1 &= \begin{cases} 0.5\varphi G & \left(\frac{T_1 i_c \eta}{r_z} > 0.5\varphi G \right) \\ \frac{T_1 i_c \eta}{r_z} & \left(\frac{T_1 i_c \eta}{r_z} < 0.5\varphi G \right) \end{cases} \\ F_2 &= \begin{cases} 0.5\varphi G & \left(\frac{T_2 i_c \eta}{r_z} > 0.5\varphi G \right) \\ \frac{T_2 i_c \eta}{r_z} & \left(\frac{T_2 i_c \eta}{r_z} < 0.5\varphi G \right) \end{cases} \\ T_1 &= \frac{p_{h1} q_{m1} \eta_{m1}}{2\pi} \quad T_2 = \frac{p_{h2} q_{m2} \eta_{m2}}{2\pi} \\ n_{m1} &= \frac{30 i_c v_1}{\pi r_z} \quad n_{m2} = \frac{30 i_c v_2}{\pi r_z} \end{aligned} \right. \quad (1)$$

式中 m ——车辆质量, kg

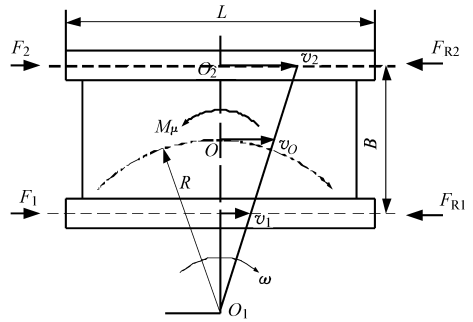


图 2 履带车辆转向示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the steering of tracked vehicle

η ——马达输出轴到履带的效率

η_m ——马达机械效率

T_1 、 T_2 ——内外侧马达转矩, $N \cdot m$

p_{h1} 、 p_{h2} ——两侧静液驱动系统压力, MPa

q_{m1} 、 q_{m2} ——内外侧马达排量, mL/r

n_{m1} 、 n_{m2} ——两侧马达转速, r/min

ρ ——相对转向半径 f_R ——滚动阻力系数

μ ——转向阻力系数 φ ——附着系数

J ——车辆绕中心 O 的转动惯量, $kg \cdot m^2$

i_c ——侧传动比 r_z ——主动轮半径, m

在不考虑泵马达流量泄漏以及机械损失,只计理论流量的情况下有

$$n_m = n_p \frac{q_p}{q_m} = \frac{n_c q_p}{i_q q_m} \quad (2)$$

式中 n_p ——泵转速 q_p ——泵排量

n_c ——发动机输入转速

i_q ——前传动比

车辆采用独立式转向,即转向运动学参数 $q_k = 1/2$,转向时外侧履带速度等于转向前车辆的直驶速度。

由驾驶员给出目标指令 v_{ref} 和 ρ_{ref} ,通过电液伺服排量控制机构调节泵或马达的排量 q_{p1} 、 q_{p2} 、 q_{m1} 、 q_{m2} 进而控制两侧马达转速 n_{m1} 、 n_{m2} 可形成两侧履带速度差,实现车辆转向。履带车辆转向模型是一个关于 v_1 、 v_2 以及 f_R 、 μ 、 ω 的多输入和多输出非线性系统,采用经典 PID 调节控制 n_{m1} 、 n_{m2} ,不能满足转向操纵和平稳性的需求,因此采用 ANNPID 控制两侧马达转速。

2 转向神经网络 PID 控制

2.1 转向控制系统

静液驱动履带车辆转向控制结构示意图如图 3 所示,发动机作为整车动力源,ANNPID 转向控制器把驾驶员的加速踏板信号 v_{ref} 和方向盘输入 ρ_{ref} 通过转向协调控制策略,解释为两侧马达目标转速 n_{m1} 、 n_{m2} ,实时发送给泵、马达排量控制器,同时接收泵、

马达排量控制器的反馈,泵、马达排量控制器调节两侧马达实际转速与目标转速一致,实现车辆无级转向。

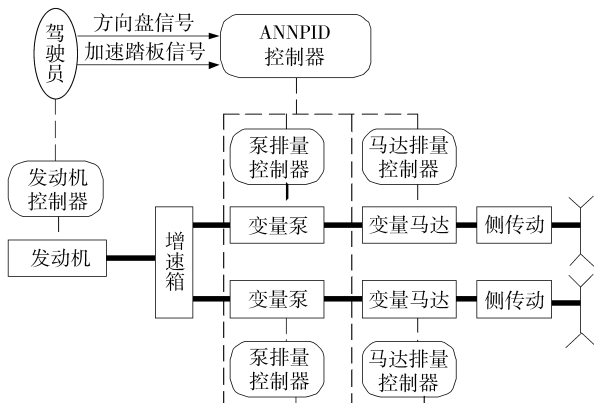


图 3 静液驱动履带车辆控制结构图

Fig. 3 Control structure schematic of hydrostatic drive tracked vehicle

2.2 转向协调控制

方向盘转角位移信号对应驾驶员期望相对转向半径 ρ_{ref} , 方向盘旋转角度范围为 $[-45^\circ, 45^\circ]$, 其中 $[0, 2^\circ, 15^\circ, 20^\circ, 25^\circ, 30^\circ, 40^\circ, 45^\circ]$ 分别与相对转向半径 ρ $[10\ 000, 250, 50, 20, 10, 5, 0.5, 0.005]$ 相对应, 且呈线性关系, 代表向右转向。 $[-45^\circ, 0]$ 与 $[0, 45^\circ]$ 相对应, 代表向左转向。 加速踏板信号对应驾驶员直驶期望车速 v_{ref} , 车辆采用独立式转向方案 $v_2 = v$, 即转向过程中加速踏板信号对应外侧履带速度 v_2 [2]。

转向控制策略主要考虑两个因素的影响, 一是静液驱动系统可承受的最高压力, 外界负载呈大范围变化, 而系统可承受最高压力为 48 MPa, 在系统受最高压力限制无法完成驾驶员输入的情况下应可通过转向控制策略进行协调控制, 优先保证转向的完成; 二是车辆转向安全因素, 车辆在高速转向情况下离心力很大, 当离心力超过附着力时车辆即发生侧滑, 易产生危险, 通过转向控制策略应可保证车辆在不发生侧滑的情况下安全转向 [3]。

图 4 中, 中央控制器通过 ρ_{ref} 和 v_{ref} , 经过转向控制策略环节, 在保证系统无侧滑、打滑情况下下得到 $v_1, v_2, n_{m1.ref}, n_{m2.ref}$ 与转速传感器采集的实际 n_{m1} 和 n_{m2} 的实时比较, 采用 4 个神经网络 PID 控制器, 在泵排量达到最大时, 调节马达排量; 在马达排量最大时, 调节泵排量。 控制两侧马达转速误差 $e = [e_{p1}, e_{p2}]^T$ 趋于零, 产生泵、马达参考排量 $q_{p1.ref}, q_{m1.ref}, q_{p2.ref}$ 和 $q_{m2.ref}$, 实时向两侧泵、马达排量控制器分配, 具体控制策略实施如图 5 所示 [4]。

2.3 神经网络 PID 控制

人工神经网络控制采用 3 层神经结构网络, 如

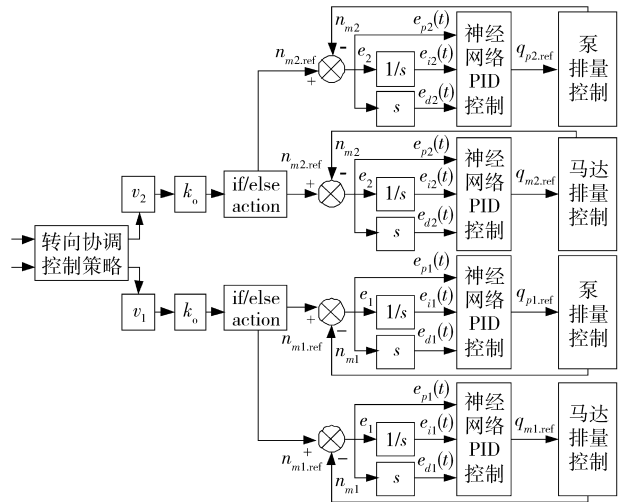


图 4 静液驱动履带车辆转向控制框图

Fig. 4 Block diagram of steering control for tracked vehicle with hydrostatic drive

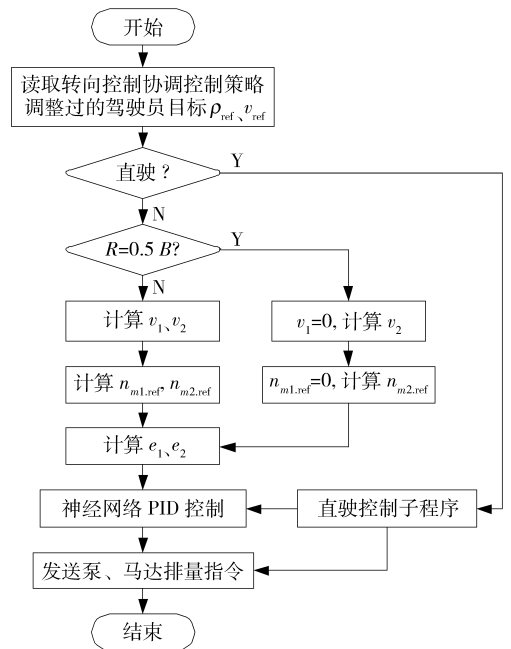


图 5 静液驱动履带车辆控制流程图

Fig. 5 Control flow chart of tracked vehicle with hydrostatic drive

图 6 所示, 系统神经网络控制器输出层均采用 sigmoid 函数, 表示为

$$q_{j.ref} = u_j = f_j(x) = \frac{1}{a(1 + e^{-ax})} \quad (j = 1, 2) \quad (3)$$

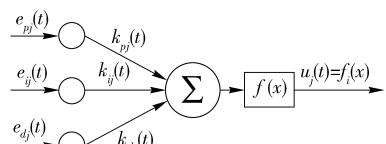


图 6 神经网络 PID 结构框图

Fig. 6 Block diagram of PID neural network

输出层的输入量为

$$x(t) = k_{pj}(t)e_{pj}(t) + k_{ij}(t)e_{ij}(t) + k_{dj}(t)e_{dj}(t) \quad (4)$$

其中 $e_{pj}(t) = n_{mj, \text{ref}}(t) - n_{mj}(t)$

$$e_{ij}(t) = \int_0^t e_{pj}(t) dt$$

$$e_{dj}(t) = de_{pj}(t)/dt$$

式中 k_{pj} 、 k_{ij} 、 k_{dj} ——比例、微分、积分系数,即 ANNPID 权系数

e_{pj} 、 e_{ij} 、 e_{dj} ——神经网络的输入量

采用在线自学习训练逼近误差 $e = [e_{p1}, e_{p2}]^T$ 为零,选取性能指标函数为

$$E_j(t) = \frac{1}{2} (e_{pj}(t))^2 \quad (5)$$

采用梯度下降法,修正权系数

$$\begin{cases} k_{pj}(t) = k_{pj}(0) - \eta_{pj} \int_0^t \frac{\partial E_j(t)}{\partial k_{pj}} dt \\ k_{ij}(t) = k_{ij}(0) - \eta_{ij} \int_0^t \frac{\partial E_j(t)}{\partial k_{ij}} dt \\ k_{dj}(t) = k_{dj}(0) - \eta_{dj} \int_0^t \frac{\partial E_j(t)}{\partial k_{dj}} dt \end{cases} \quad (j=1, 2) \quad (6)$$

式中 η_{pj} 、 η_{ij} 、 η_{dj} ——学习率

由式(5)推导出

$$\begin{cases} \frac{\partial E_j(t)}{\partial k_{pj}} = \frac{\partial E_j(t)}{\partial n_{mj}} \frac{\partial n_{mj}(t)}{\partial u_j} \frac{\partial u_j(t)}{\partial x} \frac{\partial x(t)}{\partial k_{pj}} = \\ -e_{pj}(t) \frac{\partial n_{mj}}{\partial q_{j, \text{ref}}} f'(x) e_{pj}(t) \\ \frac{\partial E_j(t)}{\partial k_{ij}} = \frac{\partial E_j(t)}{\partial n_{mj}} \frac{\partial n_{mj}(t)}{\partial u_j} \frac{\partial u_j(t)}{\partial x} \frac{\partial x(t)}{\partial k_{ij}} = \\ -e_{ij}(t) \frac{\partial n_{mj}}{\partial q_{j, \text{ref}}} f'(x) e_{ij}(t) \\ \frac{\partial E_j(t)}{\partial k_{dj}} = \frac{\partial E_j(t)}{\partial n_{mj}} \frac{\partial n_{mj}(t)}{\partial u_j} \frac{\partial u_j(t)}{\partial x} \frac{\partial x(t)}{\partial k_{dj}} = \\ -e_{dj}(t) \frac{\partial n_{mj}}{\partial q_{j, \text{ref}}} f'(x) e_{dj}(t) \end{cases} \quad (7)$$

根据式(3)推导出

$$f'(x) = \frac{e^{-ax}}{(1 + e^{-ax})^2} \quad (8)$$

假设 $\partial n_{mj} / \partial q_{j, \text{ref}} = 1$, 式(7)和(8)代入式(6)得

$$\begin{cases} k_{pj}(t) = k_{pj}(0) - \eta_{pj} \int_0^t e_{pj}(t) e_{pj}(t) \frac{e^{-ax}}{(1 + e^{-ax})^2} dt \\ k_{ij}(t) = k_{ij}(0) - \eta_{ij} \int_0^t e_{pj}(t) e_{ij}(t) \frac{e^{-ax}}{(1 + e^{-ax})^2} dt \\ k_{dj}(t) = k_{dj}(0) - \eta_{dj} \int_0^t e_{pj}(t) e_{dj}(t) \frac{e^{-ax}}{(1 + e^{-ax})^2} dt \end{cases} \quad j = (1, 2) \quad (9)$$

由式(9)知, ANNPID 控制器根据 e_{pj} 、 e_{ij} 、 e_{dj} 通过

反馈网络在线自学习训练,使马达转速误差逼近零,在线修正权系数 k_{pj} 、 k_{ij} 、 k_{dj} 控制输出两侧泵和马达参考排量,最终获得接近驾驶员期望的转向半径和车速。

2.4 泵、马达排量控制

静液驱动系统采用变量泵变量马达,通过电液伺服排量控制机构调节泵或马达的排量,改变系统输出转速。由于变量泵和变量马达其电液伺服机构本身的固有频率比较高,且控制器输出部分与电液伺服机构构成电流负反馈,进一步增大其固有频率,电液伺服机构频率远高于排量控制油缸的固有频率,因而可以将变量泵及变量马达的电液伺服机构当成比例环节。由于排量控制油缸的固有频率远高于静液驱动系统负载的固有频率,故忽略排量控制油缸的二阶环节,简化为一阶环节。根据变量泵变量马达的排量控制特性曲线,最终可得简化的变量泵变量马达排量控制一阶惯性为

$$q_p = (I_p - 14) \frac{30/71}{s + 30} \quad (10)$$

$$q_m = \left(226 - \frac{128}{425} I_m \right) \frac{30}{s + 30} \quad (11)$$

式中 I_p ——变量泵控制电流,范围 14 ~ 85 mA

I_m ——变量马达控制电流,范围 220 ~ 645 mA

3 仿真结果与分析

为验证神经网络 PID 转向控制的可行性,运用 Matlab/Simulink 平台建立系统转向控制仿真模型^[5-6],如图 7 所示。对传统 PID 控制与神经网络 PID 控制仿真结果进行比较;并采用神经网络 PID 控制,分 3 种转向工况对静液驱动履带车辆进行不同转向方式的转向性能仿真分析^[7-9]。

仿真条件为:车辆在预设路面($f_R = 0.06$, $\mu_{\max} = 0.6$)上行驶,取发动机最高转速为 2 500 r/min,传递到静液驱动系统最大净功率为 122 kW;泵选用 Sauer 公司的 90 系列 55 mL/r 变量泵,其最高压力为 48 MPa;马达选用 Sauer 公司 51v 系列 160 mL/r 变量马达,最高压力 51 MPa,其最小排量 32 mL/r。采用独立式转向方式实现车辆转向。

3.1 ANNPID 控制与 PID 控制仿真结果比较

车辆分别采用传统 PID 控制和神经网络 PID 控制两种控制方式以初始速度 $v = 28$ km/h,采用独立转向方式分别在 $t = 50 \sim 53$ s 方向盘角度由 $0 \sim 20^\circ$ 变化,方向盘在 53 s 后固定,车辆向右匀速原位转向。

由图 8、9 可知:神经网络的加入使得控制效果比单独的 PID 控制效果要好,超调量由 10.5% 降低到 4.1%,控制响应时间由 4.8 s 降低到 2.2 s,波动

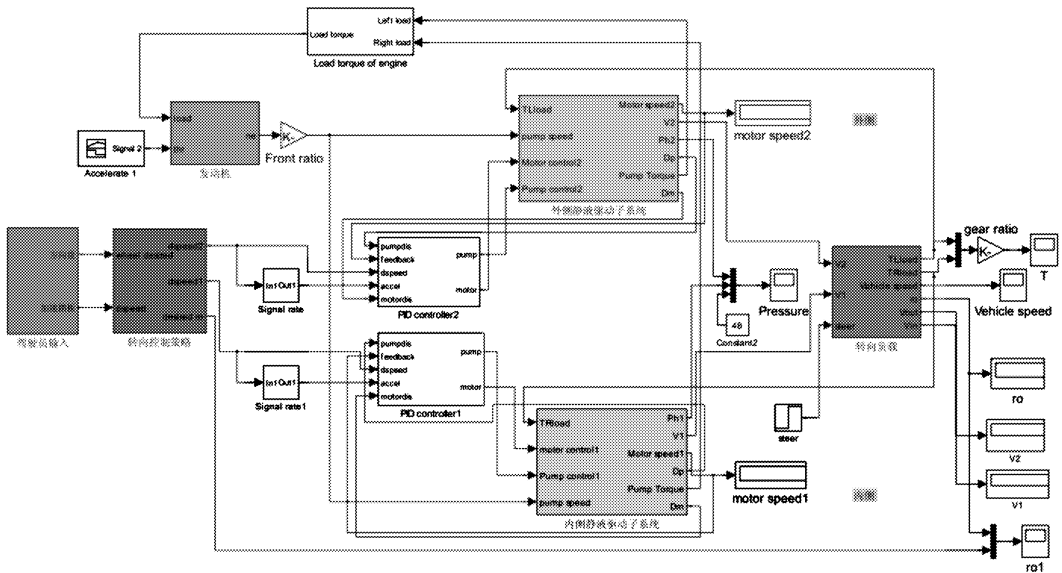


图 7 整车转向控制系统仿真模型

Fig. 7 Complete vehicle steering control simulation model

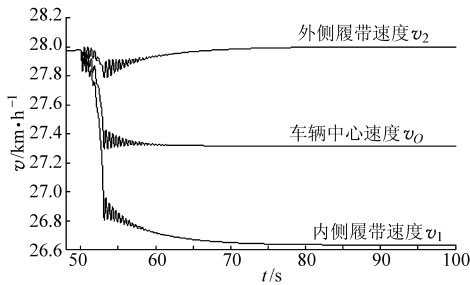


图 8 采用 PID 转向控制车速仿真曲线

Fig. 8 Speed steering control simulation curves with PID

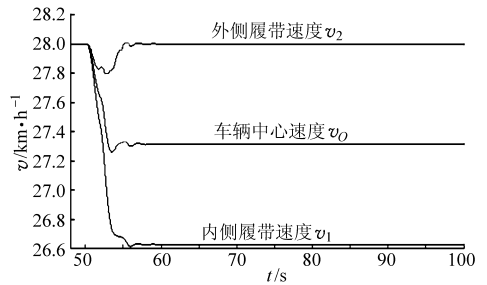


图 9 采用 ANNPID 转向控制车速仿真曲线

Fig. 9 Speed steering control simulation curves with ANNPID

频率明显降低。充分体现神经网络输出误差小、实时性好和鲁棒性强的控制特点。PID 控制时,增益 k_p 的值在很大程度上决定着控制效果,而采用神经网络 PID 控制时,控制效果对于 k_p 的依赖将减小, k_p 的值只需在一个合理的范围内即可,从而在 k_p 的整定上不需要更多的经验,有利于增加系统的鲁棒性。神经网络 PID 控制在一定程度上克服了常规控制器所不能避免的一些弊端,使控制效果得到提高。

3.2 ANNPID 转向控制仿真结果分析

车辆运用神经网络 PID 控制,以初始速度 $v = 12 \text{ km/h}$, $v = 28 \text{ km/h}$, $v = 55 \text{ km/h}$,采用独立转向方式分别在 $t = 50 \sim 53 \text{ s}$ 方向盘角度由 $0 \sim 45^\circ$ 、 $0 \sim 20^\circ$ 以及 $0 \sim 13^\circ$ 3 种工况变化,方向盘在 53 s 后固定,车辆向右匀速原位转向。

由表 1 和图 10 可知:

表 1 神经网络转向控制仿真结果

Tab. 1 Simulation results in steering control

转向工况	方向盘期望 ρ	实际 ρ	$v_2/\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$	$v_1/\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$	$v_0/\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$	$T_2/\text{N}\cdot\text{m}$	$T_1/\text{N}\cdot\text{m}$	P/kW
工况 1	0.005	0.05	11.6	-9.381	1.108	4 295	-3 850	120.8
工况 2	20	19.99	28	26.63	27.32	2 035	-839.2	63.89
工况 3	80.77	80.7	52.25	51.6	51.93	1 389	246.7	103.8

(1) 3 种工况外侧转速、转矩均为正,说明外侧均输出功率。工况 1 内侧转速、转矩均为负说明两侧都输出功率,为原位转向工况;工况 2 内侧转速为正,转矩为负,即内侧吸收功率,出现功率循环,为小半径转向工况;工况 3 内侧转速、转矩均为正,两侧均输出功率,与直驶情况相似,为修正转向工况。

(2) 工况 1 外侧速度 11.6 km/h 和工况 3 外侧速度 52.25 km/h 与驾驶员期望速度 12 km/h 和 55 km/h 相比有一定幅度降低。而 3 种工况方向盘期望的相对转向半径 ρ 均基本实现。这是转向控制策略环节为保证系统压力足够且无侧滑打滑现象安全转向而进行转向协调控制的结果。

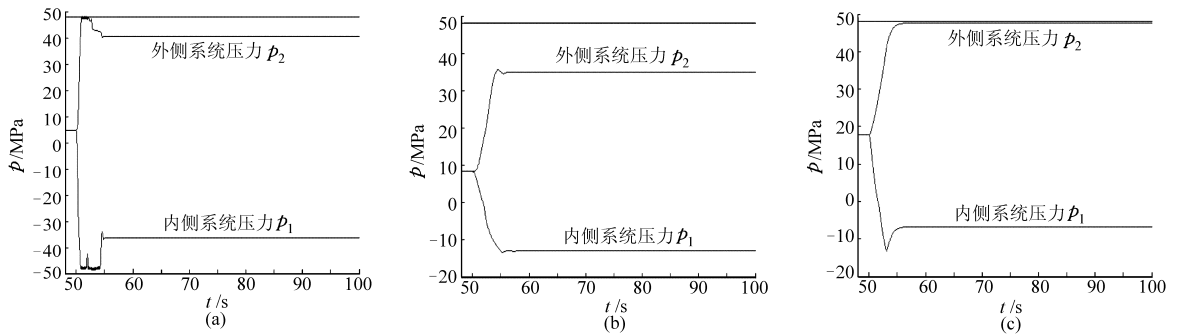


图 10 ANNPID 控制系统压力仿真曲线

Fig. 10 System pressure simulation curves with ANNPID

(a) 工况 1 (b) 工况 2 (c) 工况 3

(3) 3 种转向工况系统内外侧静液驱动系统压力振荡和超调均不明显,均小于安全阀设定开启压力 48 MPa。

(4) 工况 1 为原位转向工况,消耗功率最高,达到 120.8 kW,小于发动机传递到静液驱动系统静功率 122 kW。系统功率匹配性能良好。

4 结束语

履带车辆转向系统模型是一个关于 v_1 、 v_2 以及

f_r 、 μ 、 ω 的多输入和多输出非线性系统,采用神经网络 PID 转速调节控制,利用模拟神经网络在线训练,实时更新控制系数,实现转向协调控制和泵马达排量控制,与传统 PID 控制仿真相比较,超调量由 10.5% 降至 4.1%,控制响应时间由 4.8 s 降至 2.2 s,降低了系统输出误差、提高了系统实时性和鲁棒性。不同转向工况的仿真结果证明,采用神经网络控制可使静液驱动履带车辆获得良好的转向稳定性和操纵性。

参 考 文 献

- 刘修骥. 车辆传动系统分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 1998: 180 ~ 255.
- 邹渊, 孙逢春, 张承宁. 电传动履带车辆双侧驱动转速调节控制策略[J]. 北京理工大学学报, 2007, 27(4): 303 ~ 307.
Zou Yuan, Sun Fengchun, Zhang Chengning. Dual-motor driving electric tracked vehicle speed-regulating control strategy [J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2007, 27(4): 303 ~ 307. (in Chinese)
- 翟丽, 孙逢春, 谷中丽, 等. 电传动履带车辆电子差速转向控制策略[J]. 北京理工大学学报, 2009, 29(2): 113 ~ 117.
Zhai Li, Sun Fengchun, Gu Zhongli, et al. Steering control strategy of electronic differential speed in electric drive tracked vehicle [J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2009, 29(2): 113 ~ 117. (in Chinese)
- 翟丽, 孙逢春, 谷中丽. 电子差速履带车辆转向转矩神经网络 PID 控制[J]. 农业机械学报, 2009, 40(2): 1 ~ 5.
Zhai Li, Sun Fengchun, Gu Zhongli. Neural networks PID control of steering torque for electronic differential tracked vehicle [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(2): 1 ~ 5. (in Chinese)
- Surampudi B. Modeling of low-speed characteristic of a swash-plate-type axial piston hydraulic motor [R]. Technical Paper Series of NFPA, I00 - 171, 2000: 591 ~ 598.
- Jr Lumkes J H, Van Doorn IV W. Design and testing of a dual-path front hydrostatic drive-by-wire control system for an off-road vehicle [J]. Transactions of the ASABE, 2008, 51(4): 1 165 ~ 1 175.
- Murin J. A controlled diesel drive line with hydrostatic transmission: part 1 mathematical model [J]. International Journal of Vehicle Design, 2005, 38(2 ~ 3): 109 ~ 130.
- Murin J. A controlled diesel drive line with hydrostatic transmission: part 2-dynamic properties at periodic loading [J]. International Journal of Vehicle Design, 2005, 38(2 ~ 3): 123 ~ 160.
- 陈树勇, 孙逢春. 电传动履带车辆驱动系统建模与转向特性研究 [J]. 系统仿真学报, 2006, 18(10): 2 815 ~ 2 818.
Chen Shuyong, Sun Fengchun. Study on modeling and turning performances for electric drive tracked vehicle propulsion system [J]. Journal of System Simulation, 2006, 18(10): 2 815 ~ 2 818. (in Chinese)
- 杨磊, 马彪, 李和言. 高速履带车辆静液驱动转向控制策略 [J]. 农业机械学报, 2010, 41(6): 14 ~ 19.
Yang Lei, Ma Biao, Li Heyan. Steering control strategy of high-speed hydrostatic drive tracked vehicle [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(6): 14 ~ 19. (in Chinese)