

高速履带车辆静液驱动转向控制策略*

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】 为解决高速履带车辆静液驱动转向行驶控制问题,在对静液驱动履带车辆转向行驶理论分析基础上,得到了考虑转向安全性和系统最高承受压力影响的车速与相对转向半径间的相互制约关系。设计了高速履带车辆静液驱动转向控制策略,该转向控制策略由综合转向控制单元和泵、马达排量控制器相互配合实现。运用 Matlab/Simulink 软件对系统进行转向控制仿真分析,仿真结果表明该转向控制策略可在满足系统压力限制以及保证车辆不侧滑的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。

关键词: 履带车辆 静液驱动 转向 控制策略

中图分类号: U463.22 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2010)06-0014-06

Steering Control Strategy of High-speed Hydrostatic Drive Tracked Vehicle

Yang Lei Ma Biao Li Heyan

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

Abstract

Steering control was the principal problem and technological challenge for hydrostatic drive tracked vehicle. Considering steering safety and maximum system pressure limitation, the relative steering ratio dependence of the speed was discussed based on the analysis of steering kinematics and dynamics. A steering dynamic system model was developed by Simulink of Matlab, and steering control strategy for tracked vehicle with hydrostatic drive was also designed. This steering control strategy can preferentially achieve the driver's expected steering radius exactly by reducing average vehicle speed in the case of not exceeding the system pressure threshold and no sideslip.

Key words Tracked vehicle, Hydrostatic drive, Steering, Control strategy

引言

静液驱动系统具有高机动性、高功率密度、高可靠性和低成本的特点,符合当前传动系统的发展趋势^[1]。转向控制是静液驱动履带车辆面临的首要问题,采用变量泵和变量马达分别驱动两侧主动轮的静液驱动履带车辆必须通过控制两侧泵、马达排量实现正常转向行驶。本文提出一种静液驱动履带车辆转速调节转向控制策略,该转向控制策略由综合转向控制单元和两侧泵、马达的排量控制器相互配合实现^[2]。

1 静液驱动履带车辆转向理论分析

目前所采用的典型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。

为便于理论分析,做如下假设:车辆在均匀平地上行驶;车辆的两条履带有相同的横向载荷;履带接地长内有效接地压力均匀分布;两条履带直驶行驶阻力相等;纵向滑移和横向滑移可以不计,履带上的

收稿日期: 2009-06-25 修回日期: 2009-07-16

* 国防预先研究支撑项目(62301030303)和高等学校学科创新引智计划资助项目(B08043)

作者简介: 杨磊, 博士生, 主要从事车辆静液传动控制技术研究, E-mail: yangleisnr@gmail.com

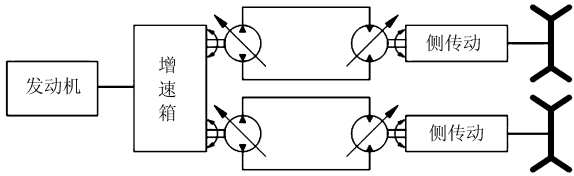


图 1 静液驱动系统原理图

Fig. 1 Structure diagram of hydrostatic drive system

力等于主动轮上的切线力；每侧履带的瞬时转向中心位于其接地长的中心；不考虑履带宽的影响；车辆中心与车辆重心重合。

图 2 为车辆转向示意图，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。

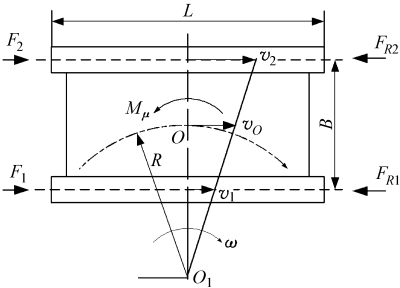


图 2 履带车辆转向示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the steering of tracked vehicle

对车辆进行转向运动学和动力学分析得^[1]

$$\begin{cases} m \dot{v}_0 = F_1 + F_2 - F_{R1} - F_{R2} \\ J \dot{\omega} = -F_1 \frac{B}{2} + F_2 \frac{B}{2} + F_{R1} \frac{B}{2} - F_{R2} \frac{B}{2} - M_\mu \\ \mu = \frac{\mu_{\max}}{0.925 + 0.15\rho} \\ M_\mu = \mu mgL/4 \\ v_0 = \omega R = \omega \rho B \\ F_{R1} = F_{R2} = \frac{f_R mg}{2} \\ F_i = \begin{cases} 0.5\varphi mg & \left(\frac{T_i i_c \eta}{r_z} > 0.5\varphi mg \right) \\ \frac{T_i i_c \eta}{r_z} & \left(\frac{T_i i_c \eta}{r_z} \leq 0.5\varphi mg \right) \end{cases} \quad (i = 1, 2) \\ T_i = \frac{p_{hi} q_{mi} \eta_{mi}}{2\pi} \quad (i = 1, 2) \\ n_{mi} = \frac{30 i_c v_i}{\pi r_z} \quad (i = 1, 2) \end{cases} \quad (1)$$

式中 m ——车辆质量, kg
 v_0 ——车辆转向中心速度, km/h
 $F_1、F_2$ ——内、外侧履带所需牵引力, N
 B ——履带中心距, m
 $F_{R1}、F_{R2}$ ——内、外侧履带的滚动阻力, N

J ——车辆绕中心 O 的转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$

ω ——转向角速度, r/min

M_μ ——转向阻力矩, $\text{N} \cdot \text{m}$

$\mu_{\max}$ ——最大转向阻力系数

μ ——转向阻力系数 ρ ——相对转向半径

L ——履带接地长, m R ——转向半径, m

f_R ——滚动阻力系数 φ ——附着系数

η ——马达输出轴到履带的效率

$\eta_{m1}、\eta_{m2}$ ——两侧马达机械效率

$T_1、T_2$ ——内外侧马达转矩, $\text{N} \cdot \text{m}$

$p_{h1}、p_{h2}$ ——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

i_c ——侧传动比

$v_1、v_2$ ——内、外侧履带速度, km/h

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

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

式中 n_p ——泵转速, r/min

q_p ——泵排量, mL/r

n_e ——发动机输入转速, r/min

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。

根据相对转向半径 $\rho (\rho = R/B)$, 可以将车辆转向分为 3 个半径区: ① $0 < \rho \leq 0.5$, 原位转向, 此时内外侧履带均输出功率。② $0.5 < \rho \leq \rho_1$ (ρ_1 为 $F_1 = 0$ 时转向半径), 小半径转向, 此时外侧履带输出功率, 内侧履带吸收功率, 出现循环功率。③ $\rho_1 < \rho < \infty$, 大半径修正转向, 此时车辆工况与直驶工况相近, 为过渡状态转向, 内外侧履带均输出功率, $\rho = \infty$ 定义为直驶工况。

当 $0 < \rho \leq 0.5$ 时, 进行原位转向, 有

$$v_1 = v \frac{-\rho - \frac{1}{2}}{\rho + \frac{1}{2}} \quad (3)$$

$$v_2 = v \quad (4)$$

$$v_0 = v \frac{\rho}{\rho + \frac{1}{2}} \quad (5)$$

$$F_1 = -\frac{G}{2} \left[f_R \left(1 + \frac{2v_0^2 h}{gR B} \right) - \frac{\alpha}{g} (1 + \varepsilon) + \frac{\mu L}{2B} \right] - \frac{J}{B} \frac{d\omega}{dt} \quad (6)$$

$$F_2 = \frac{G}{2} \left[f_R \left(1 + \frac{2v_o^2 h}{gRB} \right) + \frac{\alpha}{g} (1 + \varepsilon) + \frac{\mu L}{2B} \right] + \frac{J}{B} \frac{d\omega}{dt}$$

(7)

式中 G ——车辆重量, N
 α ——车辆中心的纵向加速度, m/s^2
 ε ——质量增加系数
当 $\rho > 0.5$ 时, 进行小半径和大半径修正转向, 有

$$v_1 = v \frac{\rho - \frac{1}{2}}{\rho + \frac{1}{2}}$$

(8)

$$v_2 = v$$

(9)

$$v_o = v \frac{\rho}{\rho + \frac{1}{2}}$$

(10)

$$F_1 = \frac{G}{2} \left[f_R \left(1 - \frac{2v_o^2 h}{gRB} \right) + \frac{\alpha}{g} (1 + \varepsilon) - \frac{\mu L}{2B} \right] - \frac{J}{B} \frac{d\omega}{dt}$$

(11)

$$F_2 = \frac{G}{2} \left[f_R \left(1 + \frac{2v_o^2 h}{gRB} \right) + \frac{\alpha}{g} (1 + \varepsilon) + \frac{\mu L}{2B} \right] + \frac{J}{B} \frac{d\omega}{dt}$$

(12)

当 $\rho = 0$ 时为中心转向, 有

$$F_2 = -F_1 = \frac{G}{2} \left(f_R + \frac{\mu L}{2B} \right) + \frac{J}{B} \frac{d\omega}{dt}$$

(13)

2 转向控制策略设计与建模

2.1 转向控制系统

静液驱动履带车辆转向控制结构如图 3 所示, 发动机作为整车动力源, 综合转向控制单元和泵、马达排量控制器通过 CAN 总线连接。综合转向控制单元把驾驶员的加速踏板和方向盘输入解释为两侧马达目标转速, 通过转向控制策略实时发送给泵、马

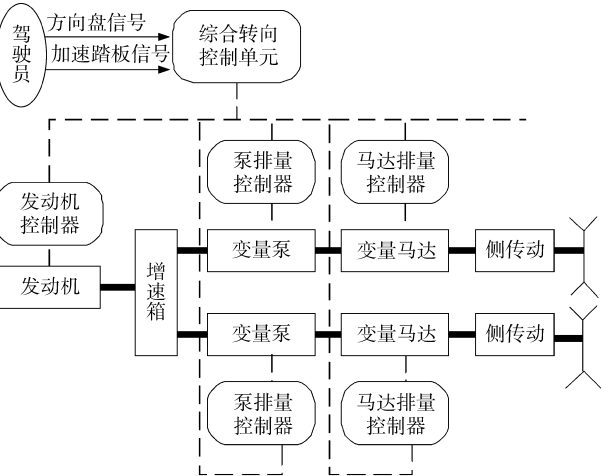


图 3 静液驱动履带车辆控制原理图

Fig. 3 Control structure schematic of hydrostatic drive tracked vehicle

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^[3-4]。

2.2 静液驱动履带车辆转向控制策略

综合转向控制单元在每一时刻解释驾驶员转向意图, 为两侧泵、马达排量控制器提供马达目标转速指令。不同转向工况下两侧马达负载大范围随机变化, 当两侧泵、马达无法把转速调节到目标值, 或由路面条件限制车辆出现侧滑、倾覆等转向安全问题时, 综合转向控制单元必须对两侧驱动系统进行协调控制, 最大限度实现驾驶员转向意图。

静液驱动履带车辆转向控制策略建模主要考虑两个因素的影响: 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; 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^[5]。

(1) 受系统压力影响车速与相对转向半径关系
在对静液驱动履带车辆转向行驶基本理论进行分析的基础上, 运用 Matlab/Simulink 软件平台建立如图 4 所示系统转向仿真模型。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, 采用独立式方案实现车辆转向。

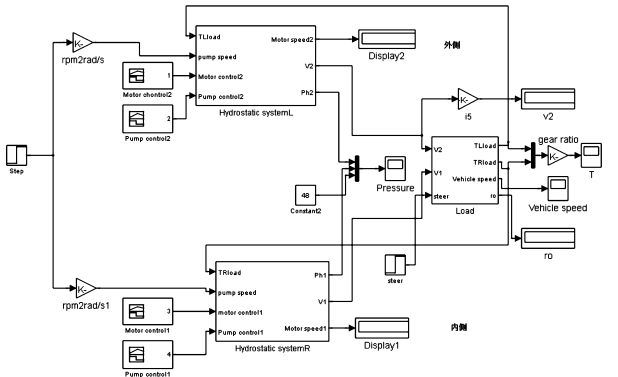


图 4 静液驱动系统转向行驶仿真模型

Fig. 4 Steering simulation model for hydrostatic drive system

通过对静液驱动系统进行转向性能仿真分析, 可以得到受系统最高压力 48 MPa 限制, 不同相对转向半径下的最高车速点, 并进行拟合得到最小相对转向半径-车速的关系曲线作为转向控制策略的目标曲线, 如图 5 所示。

(2) 受侧滑影响车速与相对转向半径关系
一般而言, 相同车速下转向半径越小越好, 这样

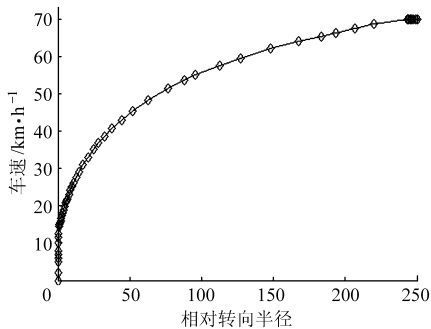


图 5 系统压力足够下相对转向半径与车速的关系曲线
Fig.5 Relative steering ratio-speed curve limited to system pressure

便于在狭窄地面转向,但是如果转向半径过小,低附着路面易引发车辆侧滑。履带车辆转向不产生侧滑的条件为离心力不超过侧滑阻力,即

$$\frac{Gv^2}{gR} = \frac{Gv^2}{g\rho B} \leq \varphi G \tag{14}$$

得

$$v \leq \sqrt{\rho g \varphi B} \tag{15}$$

对静液驱动履带车辆而言,理论上可以通过对两侧泵、马达协调控制实现更优的转向半径-车速曲线。车辆小半径转向一般发生在低速区,高速行驶时一般仅存在大半径方向修正。为充分利用地面附着能力,选取一定横向附着系数 $\varphi = 0.6$ 的相对转向半径-车速曲线作为控制策略的另一目标曲线,即侧滑曲线^[6],如图 6 所示。

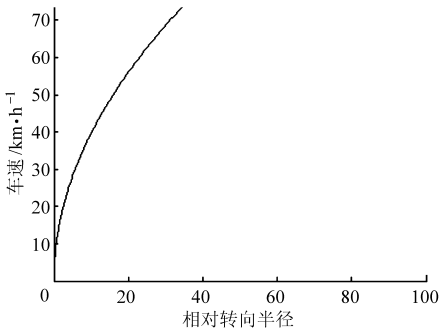


图 6 无侧滑条件下相对转向半径与车速的关系曲线
Fig.6 Relative steering ratio-speed curve on the condition of no sideslip

方向盘转角位移信号对应驾驶员期望相对转向半径 ρ ,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 的 $[10\ 000, 250, 50, 20, 10, 5, 0.5, 0.005]$ 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^[7]。加速踏板信号对应驾驶员直驶期望车速 v ,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 。

根据上述分析条件,可以得到静液驱动履带车辆转向控制策略模型。驾驶员通过加速踏板和方向

盘给出期望车速和期望相对转向半径到综合转向控制单元,经过转向控制策略,综合转向控制单元给出满足系统最高压力限制以及保证车辆不侧滑的两侧马达目标转速到泵、马达排量控制器。结合发动机模型以及静液驱动系统模型,可以得到包含转向控制策略环节的整车转向行驶系统仿真模型^[8~10],如图 7 所示。

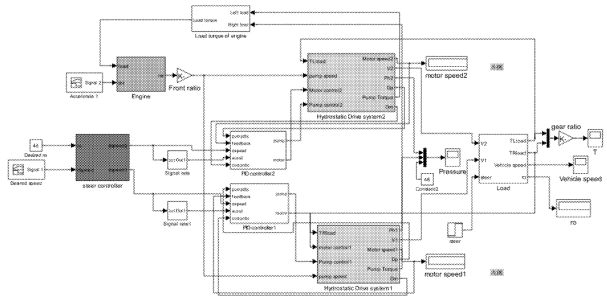


图 7 包含转向控制策略环节的整车转向行驶系统仿真模型
Fig.7 Complete vehicle steering system simulation model including steering control strategy

3 仿真结果与分析

为验证转向控制策略的可行性,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。

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 原位转向工况

车辆初始速度 $v = 12$ km/h,采用独立转向方式,分别在 50~53 s,方向盘角度 $0 \sim 40^\circ$ 以及 $0 \sim 45^\circ$ 两种工况变化,方向盘在 53 s 后固定,车辆向右匀速原位转向。

从表 1 和图 8、9 可知,在第 1 种原位转向工况下,由驾驶员输入到综合转向控制单元的期望外侧

表 1 原位转向仿真结果
Tab.1 Simulation results in in-situ steering

原位转向	期望 ρ	实际 ρ	$v_2 /$	$v_1 /$	$v_0 /$
			km·h ⁻¹	km·h ⁻¹	km·h ⁻¹
工况 1	0.5	0.573	12	0.85	6.425
工况 2	0.005	0.05	11.6	-9.381	1.108

履带车速信号 $v_2 = 12$ km/h 和期望相对转向半径信号 $\rho = 0.5$ 均可实现,但稳定性较差,内侧速度出现

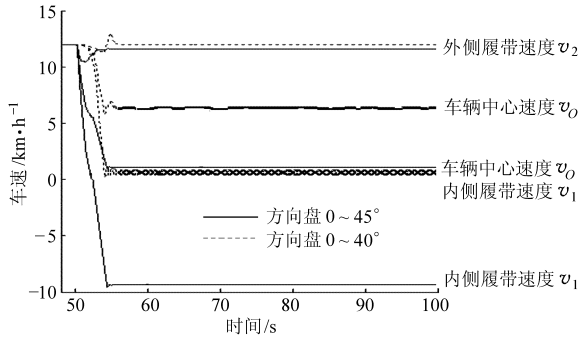


图8 原位转向时车速仿真曲线

Fig. 8 Vehicle speed simulation curves in in-situ steering

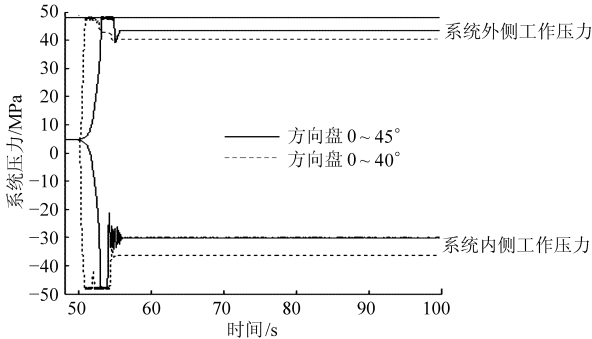


图9 原位转向时系统工作压力仿真曲线

Fig. 9 Hydrostatic drive system working pressure simulation curves in in-situ steering

高频振荡。在第2种原位转向工况下(中心转向),由驾驶员输入到综合转向控制单元的期望外侧履带车速信号 $v_2 = 12\text{ km/h}$ 和期望相对转向半径信号 $\rho = 0.005$ 受系统最高压力48 MPa限制,经过转向控制策略,为保证转向优先完成, v_2 自动降低到11.6 km/h,完成相对转向半径 $\rho = 0.05$ 。原位转向在3种转向工况中车辆所需总功率、马达负载转矩及系统压力均最大,为转向最困难工况。原位转向时当中心车速为6.425 km/h,可发生侧滑的最小相对转向半径为 $\rho = 0.99$,因此,两种原位转向工况均无侧滑发生。

3.2 小半径转向工况

车辆初始速度 $v = 28\text{ km/h}$,采用独立转向方式,分别在50~53 s,方向盘角度 $0 \sim 20^\circ$ 以及 $0 \sim 25^\circ$ 两种工况变化,方向盘在53 s后固定,车辆向右匀速小半径转向。

从表2和图10、11可知,在第1种小半径转向工况下,由驾驶员输入到综合转向控制单元的期望

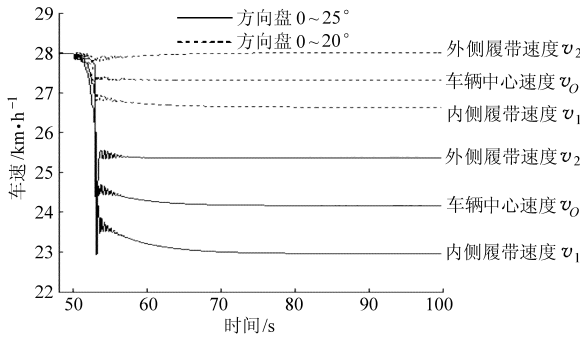


图10 小半径转向时车速仿真曲线

Fig. 10 Vehicle speed simulation curves in small radius steering

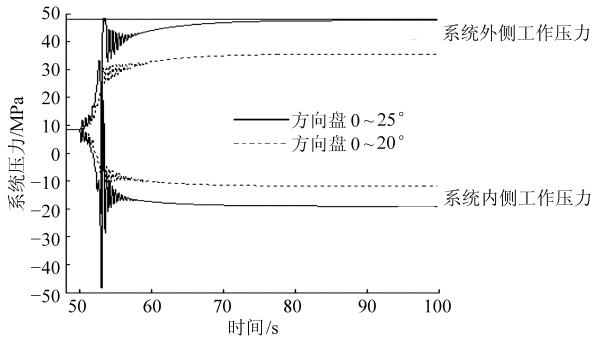


图11 小半径转向时系统工作压力仿真曲线

Fig. 11 Hydrostatic drive system working pressure simulation curves in small radius steering

外侧履带车速信号 $v_2 = 28\text{ km/h}$ 和期望相对转向半径信号 $\rho = 20$ 均可实现,且转向稳定。在第2种小半径转向工况下,由驾驶员输入到综合转向控制单元的期望外侧履带车速信号 $v_2 = 28\text{ km/h}$ 和期望相对转向半径信号 $\rho = 10$ 受系统最高压力48 MPa限制,经过转向控制策略,为保证转向优先完成, v_2 自动降低到25.37 km/h,相对转向半径 $\rho = 10$ 仍然可以实现。小半径转向为车辆使用频率最高的转向工况,在小半径转向情况下车辆转向稳定。当车辆中心速度为27.32 km/h,可发生侧滑的最小相对转向半径为 $\rho = 4.99$,因此,两种小半径转向工况均无侧滑发生。

3.3 修正转向工况

车辆初始速度 $v = 55\text{ km/h}$,采用独立转向方式,分别在50~53 s,方向盘角度 $0 \sim 10^\circ$ 以及 $0 \sim 13^\circ$ 两种工况变化,方向盘在53 s后固定,车辆向右匀速修正转向。

从表3和图12、13可知,在第1种修正转向工况下,由驾驶员输入到综合转向控制单元的期望外侧履带车速信号 $v_2 = 55\text{ km/h}$ 和期望相对转向半径信号 $\rho = 126.9$ 均可实现,且转向稳定。在第2种修正转向工况下,由驾驶员输入到综合转向控制单元的期望外侧履带车速信号 $v_2 = 55\text{ km/h}$ 和期望相对

表2 小半径转向仿真结果

Tab. 2 Simulation results in small radius steering

小半径转向	期望 ρ	实际 ρ	$v_2 / \text{km} \cdot \text{h}^{-1}$	$v_1 / \text{km} \cdot \text{h}^{-1}$	$v_0 / \text{km} \cdot \text{h}^{-1}$
工况1	20	19.99	28	26.63	27.32
工况2	10	9.99	25.37	22.95	24.16

表 3 修正转向仿真结果

Tab.3 Simulation results in modified steering

修正转向	期望 ρ	实际 ρ	$v_2 /$ $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$	$v_1 /$ $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$	$v_0 /$ $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$
工况 1	126.9	127	55	54.57	54.76
工况 2	80.77	80.7	52.25	51.6	51.93

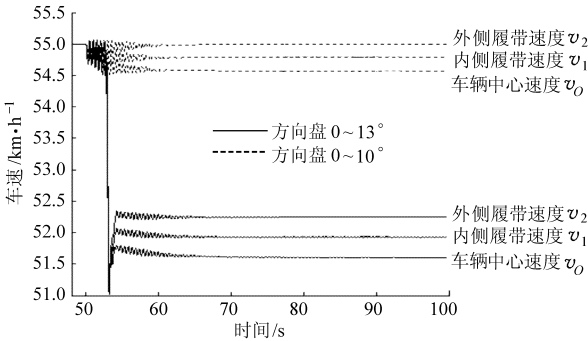


图 12 修正转向时车速仿真曲线

Fig.12 Vehicle speed simulation curves in modified steering

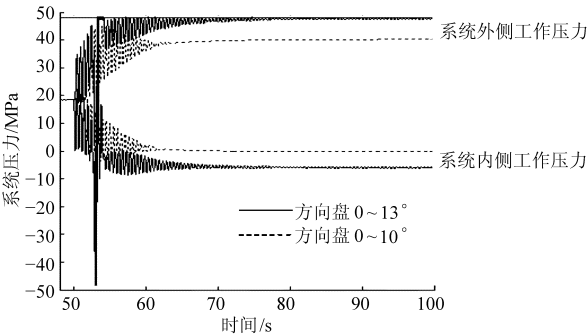


图 13 修正转向时系统工作压力仿真曲线

Fig.13 Hydrostatic drive system working pressure simulation curves in modified steering

转向半径信号 $\rho = 80.77$ 受系统最高压力 48 MPa 限制,经过转向控制策略,为保证转向优先完成, v_2 自动降低到 52.25 km/h,相对转向半径 $\rho = 80.7$ 仍然可以实现。当车辆中心速度为 54.76 km/h,可发生侧滑的最小相对转向半径为 $\rho = 19.27$,因此两种修正转向工况均无侧滑发生。

由图 8 ~ 13 可知,车辆在预设路面($f_R = 0.06$, $\mu_{\max} = 0.6$, $\varphi = 0.6$)上转向行驶,在相同转向半径下,系统可承受最高压力的车辆速度总是低于发生侧滑的车辆速度,因此车辆在转向过程中不易发生侧滑。且随着车速的逐渐增大,转向调节时间逐渐增长,车辆两侧履带速度及系统压力振荡变大。

4 结论

(1) 设计了高速履带车辆静液驱动转向控制策略,该转向控制策略由综合转向控制单元和泵、马达排量控制器相互配合实现,可在满足系统压力限制以及侧滑影响的条件下,分别在原位转向、小半径转向、修正转向 3 种车辆转向工况下实现自动降低平均车速以保证驾驶员期望转向半径的准确控制。

(2) 车辆在预设路面($f_R = 0.06$, $\mu_{\max} = 0.6$, $\varphi = 0.6$)上转向行驶,在相同转向半径下,系统可承受最高压力速度总是低于发生侧滑的车辆速度,车辆在转向过程中不易发生侧滑。

(3) 车辆在转向过程中,随着车速的逐渐增大,转向调节时间逐渐增长,车辆两侧履带速度及系统压力振荡变大。

参 考 文 献

1 刘修骥. 车辆传动系统分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 1998: 180 ~ 255.

2 Lumkes Jr 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.

3 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.

4 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 ~ 138.

5 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.

6 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 Y, Sun F C, Zhang C N. Dual-motor driving electric tracked vehicle speed-regulating control strategy[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2007, 27(4): 303 ~ 307. (in Chinese)

7 翟丽, 孙逢春, 谷中丽. 电子差速履带车辆转向转矩神经网络模糊控制[J]. 农业机械学报, 2009, 40(2): 1 ~ 5. Zhai L, Sun F C, Gu Z L. Neutral 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)

8 Kugi A, Schlacher K, Aitzetmüller H, et al. Modeling and simulation of a hydrostatic transmission with variable-displacement pump[J]. Mathematics and Computers in Simulation, 2000, 53(4 ~ 6): 409 ~ 414.

9 Dasgupta K. Analysis of a hydrostatic transmission system using low speed high torque motor[J]. Mechanism and Machine Theory, 2000, 35(10): 1 481 ~ 1 499.

10 William V D, Lumkes J, John H. Directional stability enhancement of a dual path front hydrostatic drive by wire off-road vehicle[C]// Proceedings of IMECE2006-Fluid Power Systems and Technology Division, Chicago, 2006.