

文章编号:1671-6833(2014)06-0121-04

# 三轴车辆全轮转向系统方案设计与性能仿真

袁磊, 刘西侠, 刘维平

(装甲兵工程学院 机械工程系, 北京, 100072)

**摘要:**以某三轴车辆底盘为原型, 通过对其转向系统的改进, 设计了一套液力驱动的全轮转向系统. 建立了多轴车辆的三自由度全轮转向数学模型, 并阐述了多轴车辆全轮转向最优控制策略. 以设计的三轴车辆全轮转向系统为例, 对比分析了不同转向工况下, 双前桥转向车辆与最优控制全轮转向车辆的质心侧偏角、横摆角速度、车身侧倾角、车身侧倾角速度. 分析结果表明: 基于最优控制的全轮转向系统, 可以较好地提高三轴车辆的低速机动性和高速稳定性. 分析结果为全轮转向控制器的开发打下了基础.

**关键词:**三轴车辆 全轮转向系统 数学模型 最优控制

**中图分类号:** TH16; U463.4 **文献标志码:** A **doi:**10.3969/j.issn.1671-6833.2014.06.029

## 0 引言

三轴车辆多采用机械摇臂式双前桥转向机构, 该机构稳定、耐用, 但低速时车辆转向半径偏大, 高速时车辆操纵稳定性欠佳. 全轮转向能够提高车辆的快速响应性、低速机动性和高速稳定性<sup>[1-2]</sup>. 全轮转向数学模型的建立和转向控制策略的选取是研究全轮转向的两个关键环节. 在数字模型方面, 大多数研究忽略了车身侧倾对转向性能的影响<sup>[3-5]</sup>. 然而, 车身侧倾运动对多轴车辆转向运动的影响较为明显. 在控制策略方面, 目前研究较为成熟的是零侧偏角比例控制, 对于基于车辆状态反馈的最优控制研究还不够全面<sup>[6-7]</sup>.

笔者以设计的全轮转向系统方案为基础, 通过建立多轴车辆全轮转向数学模型和研究多轴车辆全轮转向最优控制策略, 对双前桥转向三轴车辆和全轮转向三轴车辆进行转向性能对比分析, 为全轮转向控制策略的开发提供了支撑.

## 1 全轮转向系统方案设计

以某三轴车辆底盘为原型设计全轮转向系统, 系统前轴采用原电控液压助力转向, 中后轴采用和前轴相同的转向梯形传动机构, 中后轴转向助力系统主要由电动机、液压泵、分流阀、电磁阀、溢流阀、液压油缸等组成.

全轮转向系统方案如图 1 所示. 方向盘转角输入后, 经转向传动机构及转向助力装置共同作用, 使前轮转向. 方向盘转角信号和前轮转角信号通过相应的传感器采集后输入到控制单元, 控制单元还实时接收车速信号、横摆角速度信号、车辆侧向加速度信号等相应传感器采集的当前车辆状态信息. 输入信号通过控制单元计算后, 为中、后轴电磁阀提供驱动信号, 控制转向油缸供油压力, 实现车轮的转角定位.

## 2 多轴车辆全轮转向数学模型建立

三自由度数学模型在二自由度数学模型的基础上, 进一步考虑了簧载质量的侧倾运动, 并假定簧载质量绕  $x$  轴只作小侧倾角运动. 此时车辆被简化为只有侧向、横摆和车身侧倾运动三自由度模型. 三自由度全轮转向多轴车辆示意图如图 2 所示.

$Q$  点为车辆静止时质心垂线与侧倾轴的交点, 以其为原点, 得到固结于簧载质量和非簧载质量的坐标系  $x'-y'-z'$  和  $x-y-z$ .  $m_s$  为车辆簧载质量;  $m_i$  为第  $i$  轴的非簧载质量;  $h_s$  为簧载质量质心到  $x$  轴的距离;  $l_i$  为车辆质心到第  $i$  轴的距离;  $L_1$  为车辆转向中心到第一轴的距离;  $I_z$ 、 $I_x$  分别为车身绕  $z$ 、 $x$  轴的转动惯量;  $I_{xx}$  为车身绕  $x$  轴和  $z$  轴的惯性积;  $\phi$  为车身侧倾角;  $k_\phi$  为车身侧倾

收稿日期: 2014-06-10; 修订日期: 2014-09-01

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(5130545)

作者简介: 袁磊(1990-), 男, 云南宣威人, 装甲兵工程学院博士研究生, 主要从事车辆总体技术研究工作, E-mail: yuanlei - scut@ outlook. com.

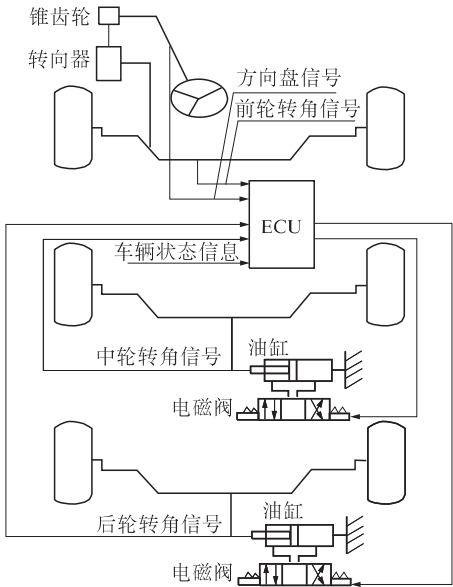


图 1 全轮转向系统方案图

Fig.1 The control principle diagram of all-wheeled steering system

角刚度; $k_i$  为等效车轮刚度; $d_i$  为静止时车身侧倾引起的第  $i$  轴车轮的侧向位移; $C_\phi$  为车身侧倾等效阻尼系数.

根据牛顿法,由整车  $y$  轴的侧向力平衡,绕质心  $z$  轴的横摆力矩平衡与绕  $x$  轴的侧倾力矩平衡,可得整车运动的状态空间方程

$$\dot{X} = AX + BU, Y = CX + D.$$

式中: $X = [r \ \beta \ p \ \phi]^T$ ;  $U = [\delta_1 \ \delta_2 \ \cdots \ \delta_n]^T$ ;  $A = -P^{-1}Q$ ,  $P = \dot{\phi}$ ,  $B = -P^{-1}R$ ;  $C$  为  $4 \times 4$  的单位矩阵;  $D$  为零矩阵,其各矩阵如下:

$$P = \begin{bmatrix} \sum_{i=0}^n m_i l_i & mu & -m_s h_s & 4 \\ I_z & u \sum_{i=0}^n m_i l_i & -I_{xz} & 0 \\ -I_{xz} & u(\sum_{i=0}^n m_i d_i - m_s h_s) & I_x & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix};$$
$$Q = \begin{bmatrix} mu + \sum_{i=0}^n m_i l_i + \sum_{i=0}^n k_i l_i^2 / u & \sum_{i=0}^n k_i & 0 & 0 \\ u \sum_{i=0}^n m_i l_i + \sum_{i=0}^n k_i l_i^2 / u & \sum_{i=0}^n k_i l_i & 0 & 0 \\ -um_s h_s + \sum_{i=0}^n c_i d_i l_i / u + u \sum_{i=0}^n m_i d_i & \sum_{i=0}^n c_i d_i & C_\phi & K_\phi - m_s g h_s \\ 0 & 0 & -1 & 0 \end{bmatrix};$$
$$R = \begin{bmatrix} k_1 & k_2 & \cdots & k_n \\ k_1 l_1 & k_2 l_2 & \cdots & k_n l_n \\ k_1 d_1 & k_2 d_2 & \cdots & k_n d_n \\ 0 & 0 & \cdots & 0 \end{bmatrix}.$$

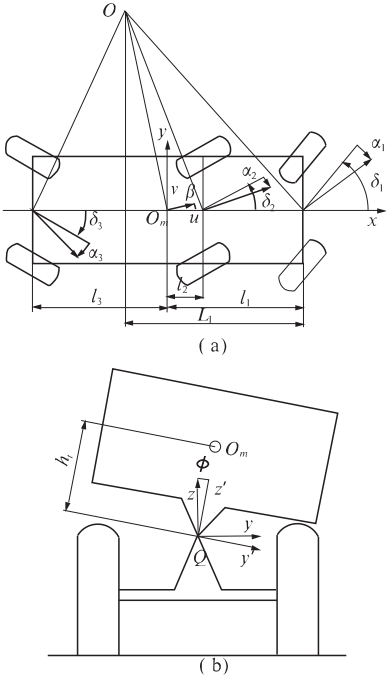


图 2 三自由度全轮转向多轴车辆示意图

Fig.2 The sketch map of three degree of freedom of multi axle vehicle with all-wheeled steering system

3 多轴车辆全轮转向最优控制策略

三轴车辆的全轮转向是通过通过后两轴车轮转角的控制来实现的<sup>[8]</sup>. 选择质心侧偏角和横摆角速度作为车辆状态参数,通过跟踪两个状态参数的变化,控制车辆后两轴车轮转角. 下面通过转角比例前馈和状态反馈实现车轮转角控制.

3.1 零侧偏角比例前馈

零侧偏角比例控制策略是通过车轮转角比例的变化来实现车辆质心侧偏角为零的控制目标,由车辆数学模型可解得其质心侧偏转角,由质心侧向偏角为零,可得式(1).

$$v = \frac{(\sum_{i=1}^3 k_i l_i^2 / u) \sum_{i=1}^3 k_i \delta_i + (mu - \sum_{i=1}^3 k_i l_i / u) \sum_{i=1}^3 k_i l_i \delta_i}{\sum_{i=1}^3 k_i \sum_{i=1}^3 k_i l_i^2 / u^2 + (\sum_{i=1}^3 k_i l_i / u)(mu - \sum_{i=1}^3 k_i l_i / u)} \quad (1)$$

由(1)式可得车辆转向中心到前轴的距离  $l_1$ .

$$l_1 = \frac{\sum_{i=1}^3 k_i l_i \sum_{i=1}^3 k_i l_i (l_1 - l_i) - \sum_{i=1}^3 k_i l_i^2 \sum_{i=1}^3 k_i (l_1 - l_i) - mu^2 \sum_{i=1}^3 k_i l_i (l_1 - l_i)}{(\sum_{i=1}^3 k_i l_i)^2 - \sum_{i=1}^3 k_i \sum_{i=1}^3 k_i l_i^2 - mu^2 \sum_{i=1}^3 k_i} \quad (2)$$

由车辆全轮转向阿克曼定理可得车辆各轴转角比例  $K_i$ .

$$K_i = \alpha_i / \alpha_1 = 1 - (l_1 - l_i) / L_1. \quad (3)$$

3.2 最优控制状态反馈

最优控制可使给定系统从初始状态出发到最终状态,性能指标始终具有极小值<sup>[9]</sup>. 对于一个线性二次型问题,可以作出如下描述:

$$\dot{X}(t) = A(t)X(t) + B(t)U(t).$$

给定初始条件  $X(t_0) = x_0$ , 寻求最优控制律  $U(t)$ , 使性能指标如下:

$$J = \frac{1}{2}X(t_f)^T S X(t_f) + \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_f} [X(t)^T Q(t) X(t) + U(t)^T R(t) U(t)] dt.$$

要求  $S$ 、 $Q(t)$ 、 $R(t)$  是对称矩阵, 并且  $S$  和  $Q(t)$  是非负定或正定的,  $R(t)$  应是正定的. 第一项用来衡量系统的实际状态与给定状态之间的综合误差. 第二项是对控制总能量的限制. 对于定常系统, 最优控制反馈矩阵为

$$U^*(t) = -KX(t) = -R^{-1}B^T P X(t).$$

此处, 在求取最优控制矩阵的过程中需要把三自由度状态空间改写为下式.

$$\dot{X} = -G^{-1}TE\delta_1 - G^{-1}QX - G^{-1}TU^*.$$

4 三轴车辆全轮转向性能仿真分析

以设计的三轴全轮转向车辆为例, 其主要结构和性能参数如表 1 所示.

表 1 车辆主要结构和性能参数

Tab.1 the structure and performance parameters of vehicle

参数	数值	参数	数值
$m_1/\text{kg}$	7 800	$m_2/\text{kg}$	4 740
$m_3/\text{kg}$	4 740	$m_4/\text{kg}$	19 340
$d_1/\text{m}$	-0.036	$d_2/\text{m}$	0.004
$d_3/\text{m}$	0.022	$l_1/\text{m}$	2.492
$l_2/\text{m}$	-0.358	$l_3/\text{m}$	-2.083
$h_b/\text{m}$	0.54	$I_{xz}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	7 070
$I_x/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	9 385	$I_z/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	91 970
$k_\phi/(\text{N} \cdot \text{rad}^{-1})$	244.38	$k_1/(\text{N} \cdot \text{rad}^{-1})$	-440 000
$k_2/(\text{N} \cdot \text{rad}^{-1})$	-474 000	$k_3/(\text{N} \cdot \text{rad}^{-1})$	-474 000
$C_\phi/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	79 000		

4.1 最优控制矩阵计算

从质心侧偏角较小和横摆角速度适当两个角度出发设计最优控制器, 同时系统还应使控制能量最小. 通过反复调试, 选取加权矩阵  $Q(t)$  和  $R(t)$  如下:

$$Q = \begin{bmatrix} 0.6 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}; R = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}.$$

通过求解 Riccati 代数方程的解, 可得最优控

制反馈矩阵为

$$K = \begin{bmatrix} -0.0850 & -0.0170 & 0.00014 & 0.002 \\ -0.385 & -0.1005 & -0.0045 & 0.018 \end{bmatrix}.$$

4.2 仿真结果分析

在车速为 20 km/h 和 60 km/h 时, 给前轮 3° 的转角阶跃信号, 对比分析双前桥转向车辆和最优控制全轮转向车辆的转向性能. 三自由度数学模型质心侧偏角、横摆角速度、车身侧倾角、车身侧倾角速度的时域响应如图 3~6 所示.

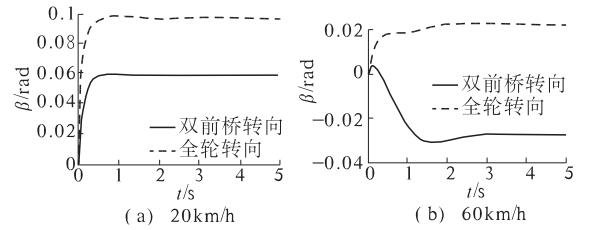


图 3 不同速度下车辆质心侧偏角阶跃响应  
Fig.3 The side-slip step response under different speed

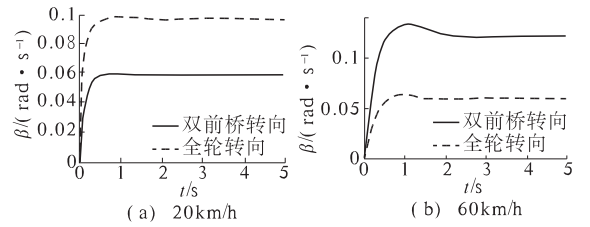


图 4 不同速度下车辆横摆角速度阶跃响应  
Fig.4 The yaw step response under different speed

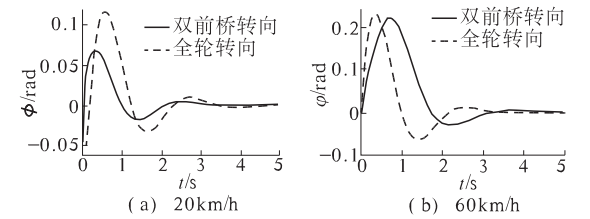


图 5 不同速度下车身侧倾角阶跃响应  
Fig.5 The roll angle step response under different speed

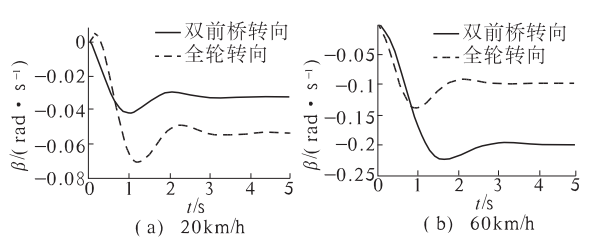


图 6 不同速度下车身侧倾角速度阶跃响应  
Fig.6 The roll speed step response under different speed

(1) 由图 3(a) 可知, 车速为 20 km/h 时, 全轮转向质心侧偏角较大, 说明车辆具有较大侧向速度, 一定程度上有利于车辆低速机动; 由图 3(b) 可知, 车速为 60 km/h 时, 全轮转向质心侧偏

角较小,且为正值,有利于车辆高速轨迹保持.另外,高速时,双前桥转向车辆质心侧偏角出现了负值,说明由于车辆后轴未参与转向,车辆自转运动较为明显.

(2)由图4(a)可知,车速为20 km/h时,全轮转向的横摆角速度较大,约双前桥转向的两倍,说明车辆的转向能力强,一定程度上有利于提高车辆的低速机动性;由图4(b)可知,车速为60 km/h时,全轮转向的横摆角速度较小,说明车辆的高速稳定性好.

(3)由图5(a)可知,车速为20 km/h时,全轮转向侧倾角响应较快,侧倾角超调量较大,这是车辆低速机动性提高导致的后果,一定程度上有利于车辆低速转向.由图5(b)可知,车速为60 km/h时,全轮转向侧倾角响应快,且与双前桥转向同时达到平衡,有利于车辆的高速操纵稳定性.

(4)由图6(a)可知,车速为20 km/h时,全轮转向侧倾角速度较大,一定程度上有利于提高车辆的低速机动性;由图6(b)可知,车速为60 km/h时,全轮转向的侧倾角速度较小,提高了车辆的高速稳定性.

综上,全轮转向最优控制车辆与双前桥转向车辆相比,低速时质心侧偏角、横摆角速度和侧倾角加速度都较大,车身侧倾响应快,增加了车辆的低速机动性;高速时质心侧偏角、横摆角速度和侧倾角加速度都较小,车身侧倾响应较快,提高了车辆的高速操纵稳定性.

## 5 结论

(1)以某三轴车辆为原型,设计了车辆的全轮转向系统方案.建立了多轴车辆三自由度数学模型,基于最优控制理论,设计了多轴车辆全轮转

向零侧偏角比例前馈和状态反馈最优控制器.

(2)以该三轴车辆为例,分别对车辆低速工况和高速工况下的转向性能进行了仿真分析,结果表明:全轮转向最优控制策略能够较好地提高车辆低速机动性和高速操纵稳定性,为轮式三轴车辆全轮转向系统最优控制器的开发奠定了基础.

## 参考文献:

- [1] 袁磊,刘西侠,金毅,等.一种具有不同转向模式的多轴车辆设计[J].机械设计与制造,2012,10:33-35.
- [2] 周富家.多轮转向全路面起重机操纵稳定性控制算法研究[D].长春:吉林大学机械科学与工程学院,2007:1-15.
- [3] 李爽.七轴比例控制转向研究[D].长春:吉林大学机械科学与工程学院,2008:1-5.
- [4] 张春秋,高秀华.三轴车辆全轮转向操纵稳定性仿真分析[J].农业装备与车辆工程,2007(9):9-12.
- [5] 刘芹芹,高秀华.多轴车辆二自由度鲁棒控制[J].农业工程学报,2011(2):136-138.
- [6] 李华师.多轴车辆操纵稳定性控制策略研究[D].济南:山东理工大学交通与车辆工程学院,2010:1-30.
- [7] 王云超.多轴车辆转向性能分析[D].长春:吉林大学机械科学与工程学院,2007:1-15.
- [8] 喻凡,林逸.汽车系统动力学[M].北京:机械工业出版社,2005:235-240.
- [9] 胡寿松.自动控制原理[M].北京:科学出版社,2001:77-87.
- [10] 郭孔辉.汽车操纵动力学[M].长春:吉林科学技术出版社,1991:235-237.

## The Design and Simulation for All-wheel Steering Vehicle with Three Axles

YUAN Lei<sup>1</sup>, LIU Xi-xia<sup>1</sup>, LIU Wei-ping<sup>1</sup>

(Department of Mechanical Engineering, Academy of Armored Force Engineering, Beijing 100072, China)

**Abstract:** Based on a certain chassis, an all-wheel steering system is designed by improving its steering system which is drove by hydraulic power. A three-DOF mathematical model is built for the vehicle and an optimal controller is designed for the steering system. The optimal controller is simulated through this model, comparing the side-slip angle, yaw rate, body roll angle and body roll angular velocity of the vehicle with the original steering system. The results showed that all-wheel steering system can improve the maneuverability of vehicle at low speed and maintain the stability of vehicle at high speed. The results laid a foundation for the development of all-wheel steering controller.

**Key words:** three-axle vehicle; all-wheel steering system; mathematic model; optimal control