

# 铰接车辆液压动力转向系统动态特性仿真

杨忠炯,何清华

(中南大学 机电工程学院,湖南长沙,410083)

**摘要:**利用液压控制理论和 SIMULINK 控制系统仿真软件,以 DQ-18 型地下运矿卡车(地下汽车)液压动力转向系统为例,计算并仿真铰接车辆液压动力转向系统的动态特性,仿真结果为设计液压动力转向机构提供理论依据。研究表明:负载质量决定液压转向系统的响应速度,响应速度与负载质量成反比。为改善液压转向系统的动态特性,应减少转向油缸负载质量,同时缩短转向系统液压管路的长度以减少液压管路中油液质量;液压系统的有效液体体积弹性模数对液压系统的动态响应速度影响很大,严格控制液压系统中空气的含量,同时液压管路采用钢管以及缩短液压胶管的长度,以改善系统的动态特性。该液压动力转向系统仿真模型针对不同的液压转向系统,只需改变个别参数,就可对液压转向系统进行仿真和优化设计。

**关键词:**铰接车辆; 动力转向; 动态特性; 仿真

**中图分类号:**TH137

**文献标识码:**A

**文章编号:**1672-7207(2004)01-0080-06

## Simulation of dynamic characteristics of hydraulic power steering system of articulated vehicles

YANG Zhong-jiong, HE Qing-hua

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Central South University, Changsha 410083, China)

**Abstract:** The hydraulic power steering system (HPSS) of model DQ-18 underground mining dump truck is used as a simulation example, the dynamic characteristics of the HPSS of articulated vehicle are simulated and discussed with SIMULINK software and hydraulic control theory, the simulation results provide theoretical basis for designing HPSS. The simulation results of HPSS show that the mass of load determines the velocity of HPSS, and the response velocity of HPSS varies inversely as the mass of load. In order to improve the dynamical characteristics of HPSS, the load mass should be decreased. The hydraulic pipeline length of HPSS should be shorted to reduce the oil mass in the hydraulic pipelines. The effective fluid volumetric moduli of elasticity has a great influence upon the dynamic response velocity of the HPSS. The amount of air entering into HPSS must be controlled, and steel pipes are adopted and the hydraulic pipelines length should be decreased to raise the dynamic response velocity of HPSS and improve the dynamic characteristics of HPSS. The simulation model established in this paper can be used in different HPSS, the simulation study and optimal design of HPSS can be made by setting different parameters.

**Key words:** articulated vehicle; power steering; dynamical characteristics; simulation

收稿日期:2003-04-28

基金项目:中国大洋协会专项基金资助项目(DY95-0302)

作者简介:杨忠炯(1964—),男,四川荣县人,中南大学高级工程师,从事车辆工程技术研究

论文联系人:杨忠炯,男,硕士,高级工程师;电话:0731-2655235(O),13975153989(手机);E-mail:yzj7072@126.com

现代铰接车辆如前端式装载机、地下铲运机、地下汽车以及其他地下无轨采矿设备底盘均是由前、后两段车架组成的两段式铰接底盘。这些铰接车辆均采用液压动力转向系统,这有助于增强设备的转向性能和通过能力。铰接车辆液压转向系统实际上是一个带反馈回路的控制系统,该系统具有随动、安全可靠、转向灵敏、技术成熟、作用力大和系统刚性强等优点。同时液压动力转向系统的随动反馈功能是在液压转向器内完成的,不需要单独的反馈连杆系统,因此,液压动力转向系统在铰接车辆上得到广泛应用。虽然一些研究者对各种液压系统的动态仿真与铰接车辆转向系统数学模型进行了研究<sup>[1-10]</sup>,但研究内容大部分局限于现有液压系统的动态特性,而关于影响液压系统动态特性的参数研究不多。在此,作者在建立铰接车辆液压动力转向系统数学模型的基础上,对影响转向液压系统动态特性的有关参数进行研究。

## 1 液压转向随动系统运动

当铰接车辆2个车段作相对转动时,各车轮上可能有驱动转矩作用也可能没有驱动转矩作用。在轮胎接地点,由于作用在车段上的转向转矩引起的地面最大反作用力小于该轮胎接地点的附着力,该力在车轮平面内的分力足以使从动轮转动,故该从动轮仍具有首先在车轮平面内运动的特点。当车轮原地转向时,因车桥之间有传动件相联而作用有驱动转矩的驱动轮,车轮在驱动转矩作用下地面反作用力作用在车轮平面内的切线方向,所以驱动轮必然首先在车轮平面内运动<sup>[11]</sup>。

通过观察和实测铰接车辆转向运动,发现车轮转向时,2段车体分别绕各自变化着的转动中心作平面运动。由于前、后车体转动瞬心运动轨迹不同,各车轮在地面上的压痕轨迹也不相同,其转向过程非常复杂。通常,较轻部分的车体围绕其驱动桥中心(如 $B_0$ 点)转动;在折腰转向过程中,重车体部分则围绕变化着的瞬心转动。铰接车辆原地向一侧转向时各车轮以及铰接点 $O$ 的转向运动状况如图1所示<sup>[11]</sup>。为使铰接车辆实现转向运动,就必须使车轮偏转某一角度。在偏转过程中,由于轮胎与地面有相对运动,地面必然给轮胎施加阻力矩。阻力矩的大小与铰接点位置、桥荷分布、驱动状况、地面状况以及轮胎参数等有关,该阻力矩的作用方向与轮胎偏转趋势或方向相反。轮胎的变形在一定范围内可

以认为是弹性的,此时车轮和轮胎可以被简化为质量、阻尼和弹性元件组成的等效动力学模型,其等效弹性元件和阻尼的一端就是轮胎的接地点。由于在车轮偏转过程中,轮胎的接地点不断变化,等效弹性元件和阻尼的一端不是固定的,而是不断变化的。

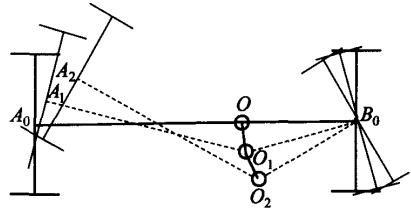


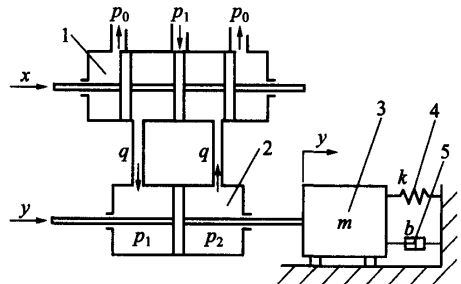
图1 铰接车辆液压动力转向系统转向运动图

Fig. 1 Motion diagram of HPSS of articulated vehicles

## 2 仿真数学模型

当转向器处于中位时,位于铰接车辆前、后车体之间的左、右2个转向油缸伸出量相同,前、后车体之间的夹角 $\theta=0$ ,车辆处于直线行驶状态;当方向盘转角 $\theta$ 后,借助全液压转向器与方向盘之间的连接装置,使液压转向器阀芯产生位移 $x$ ,转向系统高压油通过液压管路分别进入2个转向缸的有杆腔和无杆腔,油缸产生位移 $y$ ,由于油缸两端分别与前、后车体相连,使铰接车辆前后车体传动轴线产生夹角 $\theta_0$ 。实现液压动力转向,即方向盘转角 $\theta$ ,对应的车轮(或车体)的偏转角为 $\theta_0$ 。

铰接车辆液压动力转向系统是由控制滑阀、动力缸和负载(指车轮和轮胎等,可简化为质量、阻尼和弹性元件)组成,如图2所示<sup>[12]</sup>。



1—伺服阀(转向器); 2—转向缸; 3—负载;  
4—负载弹簧; 5—液压系统粘性摩擦因数

图2 铰接车辆液压动力转向伺服系统  
Fig. 2 Servo system of HPSS of articulated vehicles

根据液压控制理论,由滑阀与油缸组成的液压动力转向系统在系统额定工作条件  $Q(x_0, p_0) = 0$ ,  $x_0 = 0, p_0 = 0$  时,流入转向油缸的油液流量  $Q_L$  与阀芯位移  $x_v$  的关系为:

$$Q_L = k_q k_v - k_c p_L. \quad (1)$$

其中:  $k_q$  为流量增益,表示因阀芯位移变化而引起的系统流量的变化;  $k_c$  为流量-压力因数,表示因压力变化而引起的系统流量的变化;  $p_L$  为负载压降,  $p_L = p_1 - p_2$ 。

流入转向油缸的油液流量与油缸活塞运动速度成正比,根据可压缩流体连续方程,经推导有<sup>[13]</sup>:

$$Q_L = A \frac{dy}{dt} + C_{ic} p_L + \frac{V_t}{4\beta_e} \frac{dp_L}{dt}. \quad (2)$$

其中:  $A$  为活塞有效面积,  $m^2$ ;  $y$  为活塞位移,  $m$ ;  $C_{ic}$  为液压缸的总泄漏系数,  $m^3 \cdot MPa/s$ ;  $V_t$  为油缸 2 油腔的总体积,  $m^3$ ;  $\beta_e$  为有效液体体积弹性模数,  $N/m^2$ 。

由转向油缸产生的作用力为  $A\Delta p$ ,该力作用在等效质量  $m$  上,因此存在如下关系:

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + b \frac{dy}{dt} + ky + F = A p_L. \quad (3)$$

其中:  $m$  为作用在转向油缸上的等效质量,  $kg$ ;  $b$  为转向液压系统粘性摩擦因数;  $k$  为转向液压系统等效弹性元件刚度;  $F$  为转向过程中边界转向阻力,  $N$ 。

对式(1)~(3)两端进行拉氏变换得到:

$$Q_L = K_q X_v - K_c p_L, \quad (4)$$

$$Q_L = AY(s) + \left[ C_{ic} + \frac{V_t}{4\beta_e} s \right] p_L, \quad (5)$$

$$(ms^2 + bs + k)Y(s) + F = A p_L. \quad (6)$$

整理后得到铰接车辆液压动力转向系统传递函数为

$$G(s) = \frac{Y(s)}{X_v}. \quad (7)$$

若方向盘与全液压转向器之间装有传动比为  $i$  的中间连接装置,即  $y = ix$  或  $\theta(s) = y(s)/i$ ,则从车辆方向盘到转向轮之间的传递函数为

$$G_1(s) = G(s)/i. \quad (8)$$

式(7)或式(8)就是铰接车辆液压动力转向系统的仿真数学模型。

### 3 液压动力转向系统动态特性仿真

#### 3.1 仿真软件的选择

SIMULINK 是实现动态系统建模和仿真的集成环境,同时它提供了图形仿真工具。其操作平台

允许建立子模型库,可以方便地进行模块组合和更改,从而使系统建模与仿真工作变得简单<sup>[13]</sup>。采用 MATLAB/SIMULINK 仿真软件对铰接车辆液压动力转向系统动态特性进行仿真研究。

#### 3.2 实例仿真

根据式(4)~(6)得到的铰接车辆液压转向系统液压流程如图 3 所示<sup>[14]</sup>。为了能定量分析和研究铰接车辆液压动力转向系统的动态特性,以 DQ-18 型地下运矿卡车液压动力转向系统作为计算和仿真研究的实例,表 1 示出了该车液压转向系统结构参数。

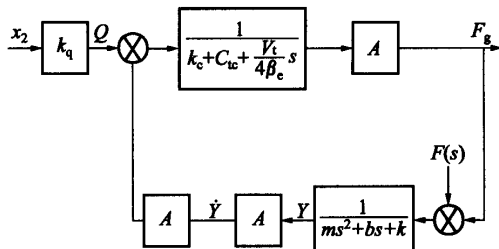


图 3 铰接车辆液压动力转向系统液压流程

Fig. 3 Scheme diagram of HPSS of articulated vehicles

表 1 液压动力转向系统结构参数

Table 1 Related constructive parameters of HPSS

参数	数据	备注
压力/MPa	14	
活塞杆直径/m	0.055	
活塞直径/m	0.100	
活塞行程/m	0.450	
负载质量/kg	10 982	换算到缸杆上质量
静摩擦因数	0.95	地面与车轮间
动摩擦因数	0.70	
转向角/(°)	±400	
$\beta_e$ /MPa	228	

由于该转向系统方向盘直接驱动转向器转阀的阀芯,故输入装置的增益为 1。BZZ 液压转向器为直接位置负反馈<sup>[15]</sup>,转向器的流量增益就是阀芯每转过 1°所输出的流量。DQ-18 型地下汽车液压动力转向数学模型中的有关参数如表 2 所示,并假设液压转向系统中空气的含量为 1%(质量分数)。

对仿真参数进行上述初始化后得到如图 4 所示的仿真模型,这样就可以对此模型进行仿真,其仿真结果如图 5 所示。从图 5 可以看出:DQ-18 地下汽车液压动力转向系统在阶跃输入时,系统开始有一

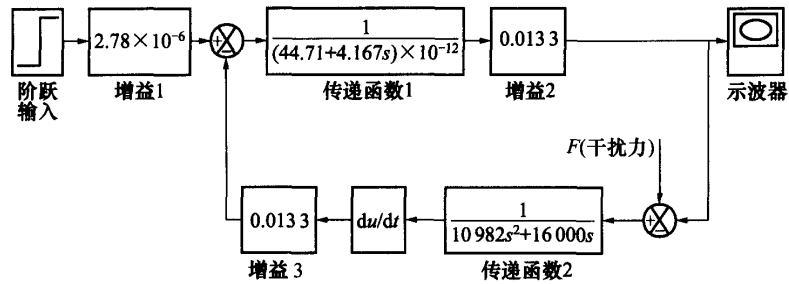


图 4 铰接车辆液压动力转向系统仿真框图

Fig. 4 Simulation scheme diagram of HPSS of articulated vehicles

表 2 液压动力转向系统有关参数

Table 2 Related parameters of HPSS

参数	数据
$K_i$	1
$k_q / (\text{m}^3 \cdot (\text{s}^\circ)^{-1})$	$2.78 \times 10^{-7}$
$k_c / (\text{m}^5 \cdot \text{N}^{-1} \cdot \text{s}^{-1})$	$1.04 \times 10^{-14}$
$b / (\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	$1.6 \times 10^{-4}$
$A / \text{m}^2$	0.013 3
$k$	0
$V_t / \text{m}^3$	$3.8 \times 10^{-3}$

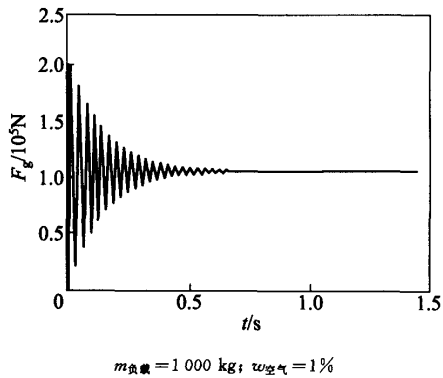


图 6 动态仿真结果(II)

Fig. 6 Simulation result (II)

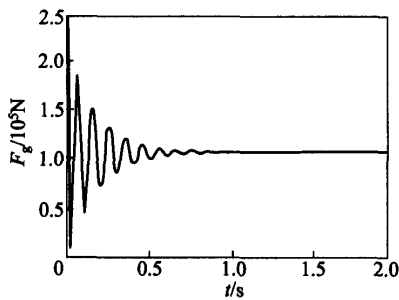


图 5 动态仿真结果(I)

Fig. 5 Simulation results

个剧烈的振荡过程,振荡峰值比稳态值高出很多,这说明车辆在刚转向的瞬间,系统需要较大的转向力(矩),经过大约 1 s 后系统趋于平稳,但仍存在一个轻微的振荡,直到 1.5 s 以后,系统才完全平稳。

3.3 系统有关参数对系统动态特性的影响

3.3.1 转向油缸负载质量

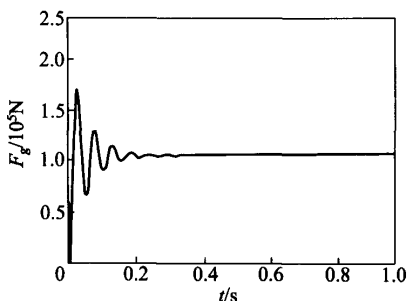
改变阀控液压缸的负载质量,亦即改变铰接车辆的前、后桥的负荷分配。先将转向缸的负载质量降至 1 000 kg,其仿真结果如图 6 所示。仿真结果表明:转向缸负载质量降低,系统在阶跃输入后振荡时间缩短,从原来的 1.5 s 缩短到小于 1 s。

3.3.2 有效液体体积弹性模数  $\beta_e$

当液压系统压力较小时,液压油体积变化很小,对系统的静态分析结果影响不大。在研究铰接车辆液压动力转向系统的动态特性时,由于该液压转向系统压力变化很大,液压油的弹簧效应与机械部分的质量相互作用而产生谐振频率,同时液压系统中可能混入了空气以及液压管路的变形,都会对液压转向系统的有效液体体积弹性模数  $\beta_e$  产生很大的影响,从而影响液压转向系统的动态特性。为了了解液压转向系统的有效液体体积弹性模数  $\beta_e$  对其动态特性的影响,通过改变 DQ-18 型地下汽车液压动力转向系统的有关参数(如液压管路材质、液压系统中空气的含量、液压系统压力)进行仿真研究。

a. 液压管路材质。假设 DQ-18 型地下汽车液压转向系统全部采用钢管,混入液压油中的空气量为 1%,这时液压系统的液体有效体积弹性模数  $\beta_e$  为 841 MPa,其仿真结果如图 7 所示。仿真结果表明:当提高液压系统的有效液体体积弹性模数  $\beta_e$

后,液压系统的动态特性明显改善,液压系统在阶跃输入约 0.4 s 就趋于稳定,并且振荡的峰值也明显减小,这说明提高液压系统的有效液体体积弹性模数  $\beta_e$ ,可大大改善液压系统的动态特性。

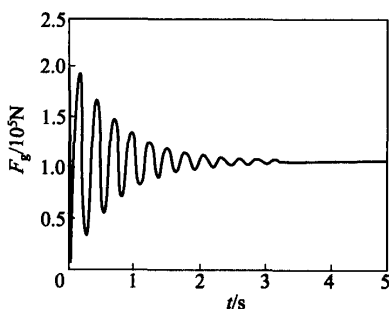


$\beta_e = 841 \text{ MPa}; w_{\text{空气}} = 1\%$

图 7 动态仿真结果(Ⅲ)

Fig. 7 Simulation result (Ⅲ)

b. 液压系统中空气的含量。液压系统管路全部采用钢管,混入液压油中的空气从 1% 提高到 5%,这时液压系统的有效液体体积弹性模数  $\beta_e$  为 30.97 MPa,其仿真结果如图 8 所示。仿真结果表明:虽然液压系统管路仍然采用钢管,但其有效液体体积弹性模数  $\beta_e$  降低幅度很大,系统的动态特性也明显降低。系统振荡时间从原来的 0.4 s 增加到 3.5 s,并且振幅也大大增加。



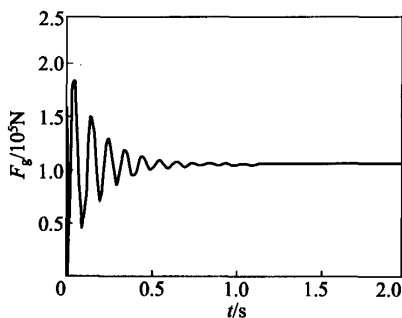
$\beta_e = 30.97 \text{ MPa}; w_{\text{空气}} = 5\%$

图 8 动态仿真结果(Ⅳ)

Fig. 8 Simulation result (Ⅳ)

c. 液压系统压力。当系统压力从 14 MPa 提高到 210 MPa 时,经过计算,系统的液体有效体积弹性模数  $\beta_e$  从原来的 228 MPa 提高到 237 MPa,仿真结果如图 9 所示。仿真结果表明:虽然系统压力对系统动态特性的影响不如液压管路材质和空气含量

对系统动态特性的影响大,但它仍然对系统的动态特性产生一定影响。



$\beta_e = 237 \text{ MPa}; w_{\text{空气}} = 1\%$

图 9 动态仿真结果(V)

Fig. 9 Simulation result (V)

## 4 结 论

a. 负载质量决定液压随动转向系统的响应速度,液压转向系统的响应速度与负载质量成反比,当负载质量从 10.982 kg 降到 1.000 kg 时,系统稳态反应时间从原来的 1.5 s 减少到不足 1 s。但是在铰接车辆液压动力转向系统中,阀控转向缸的负载质量改变的范围不大,因为负载质量由车辆前、后桥的载荷及转向缸的布置所决定。所以,在进行铰接车辆总体结构设计时,应尽量减少转向油缸负载(即加大 2 个车体荷载分配差距),同时转向液压管路要尽可能短,以减小液压管路中液压油的质量。

b. 液压系统的有效液体体积弹性模数对液压系统的动态响应速度影响很大。转向液压系统管路材质、液压油中混入的空气量、系统压力对系统的液体有效体积弹性模数都产生影响,有些参数的影响非常大。因此,为了提高液压系统的动态响应速度,必须严格控制混入液压油中的空气量,采用钢制硬管作为系统液压管路,缩短液压胶管的长度,以改善系统的动态特性。

c. 利用 SIMULINK 软件可方便地对铰接车辆液压转向系统进行动态仿真研究,与传统的手工建模相比,SIMULINK 软件具有直观、方便和准确的优点,并且仿真具有重复性,只需改变个别参数,就可对不同的液压系统进行仿真研究;通过设置不同的参数,经过多次仿真研究,对液压转向系统进行优化设计。

## 参考文献:

- [1] 石红雁,许纯新,付连宇. 基于 SIMULINK 的液压系统动态仿真[J]. 农业机械学报,2000,31(5):94-96.  
SHI Hong-yan, XU Chun-xin, FU Lian-yu. Study on dynamical simulation of hydraulic system based on SIMULINK[J]. Journal of Agricultural Machinery, 2000,31(5):94-96.
- [2] 陈燎原. 基于 MatlabSimulink 的液压绞车动态特性仿真研究[J]. 煤炭科学技术,2002,4(4):18-21.  
CHEN Liao-yuan. Simulink study on dynamic features of hydraulic winch with MATLAB/SIMULINK[J]. Coal Science and Technology, 2002,4(4):18-21.
- [3] 侯友夫,李龙海,陈飞. SIMULINK 在液压系统仿真中的应用[J]. 江苏煤炭,2002(1):10-11.  
HOU You-fu, LI Long-hai, CHEN Fei. Application of SIMULINK in hydraulic system simulation[J]. Jiangsu Coal Mine, 2002(1):10-11.
- [4] 宋锦春,陆颖,武学义,等. 辊压碎石机液压系统设计和动态分析[J]. 中国有色金属学报,1998,8(S2):634-636.  
SONG Jing-chun, LU Ying, WU Xue-yi, et al. Design and dynamic analysis of hydraulic system for rolling crusher[J]. The Chinese Journal of Nonferrous Metals, 1998, 8(S2):634-636.
- [5] 万齐鸣,许福玲,陈尧明. 无源液压系统的设计与仿真[J]. 机械电子,2002(3):46-48.  
WAN Qi-ming, XU Fu-lin, CHEN Rao-ming. Design and simulation of the passive hydraulic system[J]. Machinery and Electron, 2002(3):46-48.
- [6] 杨国平,舒林秋. 液压起重机变幅油路的计算机动态仿真[J]. 建筑机械,1998(3):23-25.  
YANG Guo-ping, SHU Lin-qiu. Computer dynamic simulation of radius-changing hydraulic circuit for hydraulic crane[J]. Construction Machinery, 1998(3):23-25.
- [7] 洪家娣,施振帮. 液压转向器动态仿真研究[J]. 机械设计,1999(7):33-35.  
HONG Jia-ti, SHI Zhen-bang. Dynamical simulation study on hydraulic steering control unit[J]. Mechanical Design, 1999(7):33-35.
- [8] 葛强胜,郭刚,华瑞平,等. 铰接式车辆转向及横向动态数学模型[J]. 矿山机械,2000(6):29-31.  
GE Qiang-sheng, GUO Gang, HUA Rui-ping, et al. Dynamic mathematical model of steering and horizontal swing for articulated vehicles[J]. Mining & Processing Equipment, 2000(6):29-31.
- [9] 桂乃磐,罗佑新. 装载机铰接转向机构的优化设计[J]. 太原重型机械学院学报,2001,6(2):106-108.  
GUI Nai-pan, LUO You-xin. Optimization design of articulated steering mechanism of loader[J]. Journal of Taiyuan Heavy Machinery Institute, 2001,6(2):106-108.
- [10] 王国彪,李海涛. 铰接式工程车辆转向能力的计算[J]. 矿山机械,1999(8):26-27.  
WANG Guo-biao, LI Hai-tao. Calculation of steering capability of engineering articulated vehicles[J]. Mining & Processing Equipment, 1999(8):26-27.
- [11] 张光裕,许纯新. 工程机械底盘设计[M]. 北京:机械工业出版社,1988,55-235.  
ZHANG Guang-yu, XU Chun-xin. Design of construction machinery chassis[M]. Beijing: Mechanical Industry Publishing House, 1988,55-235.
- [12] 张洪欣. 汽车系统动力学[M]. 上海:同济大学出版社,1996:73-84.  
ZHANG Hong-xin. Dynamics of auto system[M]. Shanghai: Tongji University Publishing House, 1996:73-84.
- [13] 黄文梅,杨勇,熊桂林,等. 系统仿真分析与设计[M]. 长沙:国防科技大学出版社,2001.  
HUANG Wen-mei, YANG Yong, XIONG Gui-lin, et al. Analysis and design of system simulation[M]. Changsha: National University of Defense Technology Publishing House, 2001.
- [14] 李洪人. 液压控制系统[M]. 北京:国防工业出版社,1991:8-78.  
LI Hong-ren. Hydraulic control system[M]. Beijing: National Defense Industry Publishing House, 1991:8-78.
- [15] 陈燎,唐勇丽. 车辆动力转向非线性仿真研究[J]. 汽车技术,2001(11):9-11.  
CHEN Liao, TANG Yong-li. The nonlinear simulation study on hydraulic power steering system of vehicles[J]. Automotive Technology, 2001(11):9-11.