

重型半挂车多目标稳定性控制策略*

朱天军^{1,2} 李飞² 宗长富³ 崔国华¹

(1. 河北工程大学机电工程学院, 邯郸 056038; 2. 中国汽车技术研究中心, 天津 300162;
3. 吉林大学汽车仿真与控制国家重点实验室, 长春 130025)

【摘要】 针对重型半挂车侧翻稳定性问题,建立了重型半挂车六轴模型,同时为了描述车辆的非线性特性,在车辆模型中加入非线性轮胎模型,并通过商业软件 TruckSim 进行模型验证。利用 LQR 最优控制技术,研究基于牵引车横摆角速度、侧向加速度及车辆铰接角的重型半挂车多目标稳定性控制策略,并在 TruckSim 和 Matlab/Simulink 联合仿真环境下进行算法仿真验证。仿真结果表明:提出的重型半挂车多目标稳定性控制策略可以有效提高车辆的行驶稳定性,从而避免危险事故发生。

关键词: 重型半挂车 稳定性控制 侧翻 折叠 LQR 最优控制
中图分类号: U461.6 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2011)12-0032-06

Multi-objective Stability Control Strategy of Heavy Tractor Semi-trailer

Zhu Tianjun^{1,2} Li Fei² Zong Changfu³ Cui Guohua¹

(1. Department of Mechanical and Electronic Engineering, Hebei University of Engineering, Handan 056038, China
2. China Automotive Technology and Research Center, Tianjin 300162, China
3. State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130025, China)

Abstract

For the rollover stability of heavy tractor semi-trailer, six-axle vehicle model was set up. The nonlinear tire model was used in the real model simultaneously to describe the nonlinear characters of vehicle. The commercial software TruckSim was employed to testify the model. Multi-objective stability control strategy based on tractor yaw rate, lateral acceleration and articulated angle of vehicle was suggested by using LQR optimal control technique. It was also confirmed in the integrated co-simulation of TruckSim and Matlab/Simulink. The simulation results showed that the multi-objective stability control strategy over heavy tractor semi-trailer could effectively improve the stability of vehicle and avoid the occurrence of dangerous accidents.

Key words Heavy tractor semi-trailer, Stability control, Rollover, Jackknifing, LQR optimal control

引言

重型半挂车由于自身结构特点,稳定性较差,易发生交通事故,带来巨大的经济损失和人员伤亡。因此,研究重型半挂车的稳定性控制具有重要意义。

国内外研究机构及学者在重型半挂车稳定性控制方面已进行了大量的试验研究和仿真分析,并取得了一系列重要成果^[1-9],这些研究成果为重型半

挂车稳定性控制提供了重要参考,但是这些研究成果主要针对单一危险工况(侧翻、摆振和折叠)进行控制,然而重型半挂车行驶工况复杂,仅仅对单一工况进行控制很难保证重型半挂车在各种危险工况下的综合稳定性。

针对重型半挂车自身特点,本文设计一套旨在主动控制车辆侧倾、横摆及折叠稳定性的多目标稳定性最优控制策略。

收稿日期: 2010-11-15 修回日期: 2011-04-08
* 国家自然科学基金资助项目(51075176)和汽车仿真与控制国家重点实验室开放基金资助项目(20101103)
作者简介: 朱天军,讲师,中国汽车技术研究中心博士后,主要从事汽车稳定性控制及性能评价研究,E-mail: tianjun_zhu@yahoo.com.cn

1 重型半挂车动力学模型

1.1 重型半挂车六轴模型

在公路交通运输中,六轴重型半挂车因其载量大、运输效率高而被广泛使用。本文建立的重型半挂车六轴模型,包括牵引车转向轴、驱动轴(二轴)及挂车车轴(三轴)。重型半挂车六轴模型如图 1 所示,车辆模型建立过程需要进行如下假设:①模型以小前轮转角(方向盘转角除以转向系统传动比)作为输入。②假设车辆纵向车速恒定。③假设汽车在水平路面行驶,因此车辆的垂直运动可忽略。④不考虑车辆的俯仰运动。⑤忽略空气动力的作用。⑥忽略左、右轮胎由载荷变化引起的轮胎特性变化以及轮胎回正力矩作用。

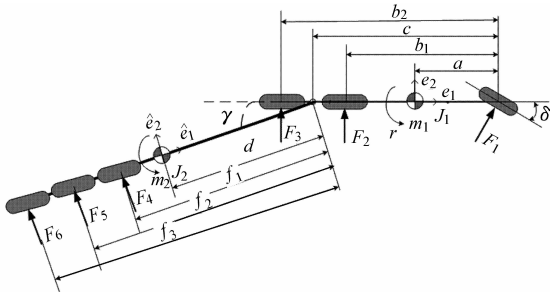


图 1 重型半挂车模型示意图

Fig. 1 Schematic diagram of heavy tractor semi-trailer model

如图 1 所示,重型半挂车模型可以列出 3 个运动微分平衡方程:

整车侧向力平衡方程

$$(m_1 + m_2) \dot{v} + m_2(a - c - d) \dot{r} - m_2 d \dot{q} = - \frac{\sum_{i=1}^6 C_i}{u} v + \frac{\sum_{i=1}^6 (l_i C_i) - (m_1 + m_2) u^2}{u} r + \frac{\sum_{i=1}^3 (f_i C_j)}{u} q + \sum_{i=4}^6 C_i \gamma + C_1 \delta \quad (1)$$

整车对牵引车质心处取矩的平衡方程

$$m_2(a - c - d) \dot{v} + [J_1 + J_2 + m_2(c - a + d)^2] \dot{r} + [J_2 + m_2 d(c - a + d)] \dot{q} = \frac{\sum_{i=1}^6 (l_i C_i)}{u} v + \frac{\sum_{i=1}^6 (l_i^2 C_i) + l_7 u^2 m_2}{u} r - \frac{\sum_{i=1}^3 (f_i l_i C_j)}{u} q - \sum_{i=4}^6 (l_i C_i) \gamma + a C_1 \delta \quad (2)$$

挂车对铰接点取矩平衡方程

$$-m_2 d \dot{v} + [J_2 + m_2 d(c - a + d)] \dot{r} + (J_2 + m_2 d^2) \dot{q} = \frac{\sum_{i=1}^3 (f_i C_j)}{u} v + \frac{\sum_{i=1}^3 (f_i l_i C_j) + d m_2 u^2}{u} r - \frac{\sum_{i=1}^3 (f_i^2 C_j)}{u} q - \sum_{i=1}^3 (f_i C_j) \gamma \quad (3)$$

式中 m_1 ——牵引车质量 m_2 ——挂车质量
 J_1 ——牵引车转动惯量 J_2 ——挂车转动惯量 γ ——车辆铰接角
 q ——车辆铰接角速度 δ ——前轮转角
 $\dot{q}$ ——车辆铰接角加速度
 r ——牵引车横摆角速度
 $\dot{r}$ ——牵引车横摆角加速度
 u ——牵引车纵向速度
 v ——牵引车侧向速度
 C_j ——各车轴轮胎侧偏刚度
 a ——牵引车转向轴到牵引车质心的距离
 b_1 ——牵引车第一、二轴之间的距离
 b_2 ——牵引车第一、三轴之间的距离
 c ——牵引车转向轴到第五轮的距离
 d ——第五轮到挂车质心的距离
 f_1 ——第五轮到第四轴的距离
 f_2 ——第五轮到第五轴的距离
 f_3 ——第五轮到第六轴的距离

其中 l_i 为自定义参数,具体表示为

$$l_1 = -a \quad l_2 = b_1 - a \quad l_3 = b_2 - a \quad l_4 = f_1 + c - a \\ l_5 = f_2 + c - a \quad l_6 = f_3 + c - a \quad l_7 = c + d - a$$

将上述公式转换为状态空间方程形式

$$M_6 \dot{x} = K_6 x + B_6 u \quad (4)$$

其中

$$M_6 = \begin{bmatrix} m_1 + m_2 & (a - c - d)m_2 & -dm_2 & 0 \\ (a - c - d)m_2 & J_1 + J_2 + (a - c - d)^2 m_2 & J_2 - d(a - c - d)m_2 & 0 \\ -dm_2 & J_2 - d(a - c - d)m_2 & J_2 + d^2 m_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$K_6 = \frac{1}{u} \begin{bmatrix} -\sum_{i=1}^6 C_i & \sum_{i=1}^6 (l_i C_i) - (m_1 + m_2) u^2 & \sum_{i=1}^3 (f_i C_j) & u \sum_{i=4}^6 C_i \\ \sum_{i=1}^6 (l_i C_i) & -\sum_{i=1}^6 (l_i^2 C_i) + l_7 u^2 m_2 & -\sum_{i=1}^3 (f_i l_i C_j) & -u \sum_{i=4}^6 (l_i C_i) \\ \sum_{i=1}^3 (f_i C_j) & -\sum_{i=1}^3 (f_i l_i C_j) + d m_2 u^2 & -\sum_{i=1}^3 (f_i^2 C_j) & -u \sum_{i=1}^3 (f_i C_j) \\ 0 & 0 & u & 0 \end{bmatrix}$$

$$\boldsymbol{B}_6=\begin{bmatrix}C_1\\aC_1\\0\\0\end{bmatrix}\quad \boldsymbol{x}=\begin{bmatrix}v\\r\\q\\\gamma\end{bmatrix}$$

通过上述方法所建的重型半挂车六轴线性车辆模型,在线性区和小轮胎侧偏角情况下可以很好地描述车辆动态特性,但是在非线性区会出现明显的误差,这是由于轮胎在附着系数极限附近时,车辆特性已经不能用线性模型来描述。为了精确描述车辆在大轮胎侧偏角、高非线性的车辆响应,必须将现有线性模型转换为非线性车辆模型,从而可以精确描述车辆动态响应。

1.2 非线性轮胎数学模型

采用文献[10]气压轮胎模型,其中模型的轮胎侧偏力 F_y 描述为轮胎垂直载荷 F_z 、侧向滑移率 S_y 及轮胎侧偏角 α 的函数,具体描述为

$$\begin{cases} F_y = S_y + D \sin F_{yb} \\ F_{yb} = \text{Carctan} \left(B(\alpha - S_x)(1 - E) + F_{ya} \right) \\ F_{ya} = \text{EarcTan} \left(B(\alpha - S_x) \right) \end{cases} \quad (5)$$

其中,为了保证模型在前轮转角输入为零时模型的稳定性,令 $\delta=0$ 时有

$$S_x = S_y = 0 \quad (6)$$

式(5)中的参数定义为

$$\begin{cases} D = c_{01} + c_{11}F_z + c_{21}F_z^2 + c_{31}F_z^3 \\ S_t = c_{04} + c_{14}F_z + c_{24}F_z^2 + c_{34}F_z^3 \\ B = c_{05} + c_{15}F_z + c_{25}F_z^2 + c_{35}F_z^3 \\ E = c_{06} + c_{16}F_z + c_{26}F_z^2 + c_{36}F_z^3 \\ C = \frac{S_t}{BD} \end{cases} \quad (7)$$

式中,相应的轮胎模型参数如表1所示。

车辆各轴轮胎在指定垂直载荷下的轮胎侧偏力输出曲线和 TruckSim 轮胎拟合数据对比如图2所示。

表1 重型半挂车轮胎模型参数
Tab.1 Tire model parameters of heavy tractor semi-trailer

j	转向轴、挂车轴				驱动轴			
	c_{0j}	c_{1j}	c_{2j}	c_{3j}	c_{0j}	c_{1j}	c_{2j}	c_{3j}
1	1.0×10^2	-1.1	-6.8×10^{-5}	-2.6×10^{-9}	9.6×10^2	-9.0×10^{-1}	-3.7×10^{-5}	1.1×10^{-9}
2	-1.1	-5.1×10^{-4}	-6.3×10^{-8}	-2.5×10^{-12}	1.9×10^{-1}	1.1×10^{-4}	1.3×10^{-8}	4.0×10^{-11}
3	-87	-4.0×10^{-2}	-2.3×10^{-6}	-1.3×10^{-10}	14	-3.2×10^{-2}	-9.7×10^{-7}	-1.4×10^{-11}
4	39	1.8×10^{-1}	8.9×10^{-6}	1.4×10^{-10}	27	1.6×10^{-1}	7.4×10^{-6}	8.7×10^{-11}
5	5.5×10^{-2}	-1.2×10^{-5}	-1.7×10^{-9}	-7.2×10^{-14}	6.4×10^{-2}	-9.5×10^{-6}	-8.7×10^{-10}	-2.0×10^{-14}
6	8.9×10^{-1}	2.8×10^{-4}	6.5×10^{-8}	4.3×10^{-12}	4.9×10^{-1}	-8.0×10^{-5}	-2.1×10^{-8}	-1.1×10^{-12}

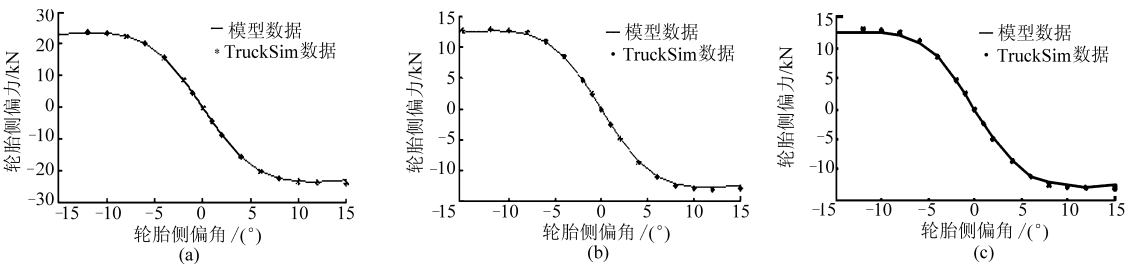


图2 轮胎侧偏力

Fig.2 Tire cornering force

(a) 牵引车驱动轴 (b) 牵引车转向轴 (c) 挂车车轴

由图2可知,所建立的车辆轮胎模型轮胎侧向力输出与商业软件 TruckSim 输出结果很好吻合,因此该轮胎模型精度完全满足车辆稳定控制系统的要求,并为后续多目标稳定性控制奠定了模型基础。

2 多目标稳定性控制策略

2.1 多目标稳定性控制变量选择

在实际车辆多目标稳定性控制系统中,首先通

过横摆角速度与理想值差值获得最优的车辆横摆稳定力矩,并利用差动制动进行横摆稳定性控制,这样既可以防止车辆质心侧偏角剧烈发散引发车辆甩尾和摆振,又可以保证车辆按照驾驶员期望的理想横摆角速度行驶。

其次,车辆发生侧翻的主要原因是车辆的侧向加速度过大,因此只要降低车辆行驶中的侧向加速度,即可以保证车辆不发生侧翻。

另外,重型半挂车折叠事故可以通过实时监测牵引车与挂车间的铰接角和铰接角速度,一旦出现折叠倾向,可以通过差动制动挂车车轮,给重型半挂车一个拉长车体的制动效果,从而避免重型挂车的折叠危险发生。

综上所述,为了实现重型半挂车主动侧倾、横摆及折叠多目标稳定性控制的目的,选用如下的多目标稳定性控制变量:牵引车横摆角速度 r 、牵引车侧向加速度 a_y 和车辆铰接角 γ 。

2.2 LQR 最优横摆力矩控制

最优横摆力矩控制策略的核心思想为:首先确定上述多目标稳定性控制变量的理想值,在车辆行驶过程中,一旦车辆的控制变量和理想值之差大于预先设定的误差范围,根据 LQR 线性二次型调节器最优控制理论,自动计算需要附加的最优横摆力矩并通过差动制动使车辆恢复到稳定状态。

考虑道路附着条件,则理想横摆角速度可以表示为^[11]

$$r^* = \min \left(\left| \frac{aW_1W_2 - W_3W_4}{W_4W_5 - W_2W_6} \delta \right|, \left| \frac{\mu g}{u} \right| \right) \text{sign}(\delta) \tag{8}$$

由于此时 $a_y = ur$,则理想侧向加速度参考值为

$$a_y^* = \min \left(\left| \frac{u(aW_1W_2 - W_3W_4)}{W_4W_5 - W_2W_6} \delta \right|, |\mu g| \right) \text{sign}(\delta) \tag{9}$$

同时,理想铰接角的参考值为

$$\gamma^* = \left| \frac{aW_1W_4W_5 - W_3W_4W_6}{W_4(W_2W_6 - W_4W_5)} \delta \right| \tag{10}$$

其中

$$\begin{aligned} W_1 &= K_{31}C_1 \\ W_2 &= K_{14}K_{21} - K_{24}K_{11} \\ W_3 &= K_{21}C_1 - aK_{11}C_1 \\ W_4 &= K_{24}K_{31} - K_{34}K_{21} \\ W_5 &= K_{12}K_{21} - K_{22}K_{11} \\ W_6 &= K_{22}K_{31} - K_{32}K_{21} \end{aligned}$$

K_{31} 为状态矩阵 K_6 第 3 行第 1 列元素值,其余参数依此类推。

系统最优控制性能指标为 J ,并使该指标最小

$$J = \frac{1}{2} \int_0^\infty (x^T Q x + u^T R u) dt \tag{11}$$

则有最优反馈矩阵

$$K = R^{-1} B^T P \tag{12}$$

以及最优控制

$$u = -Kx = -R^{-1} B^T P \tag{13}$$

其中, P 为常值正定矩阵,它是 Riccati 代数方程的唯一解。

$$PA + A^T P - PBR^{-1} B^T P + Q = 0 \tag{14}$$

其中

$$Q = \begin{bmatrix} w_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & w_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & w_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & w_4 \end{bmatrix} \quad R = I$$

式中 w_1 ——侧向加速度的权系数
 w_2 ——横摆角速度的权系数
 w_3 ——铰接角速度的权系数
 w_4 ——铰接角的权系数

2.3 制动力分配模块

为了将上述稳定横摆力矩合理并准确地分配到牵引车和挂车两侧各个制动车轮上,选用的车辆差动制动方案策略如图 3 所示。

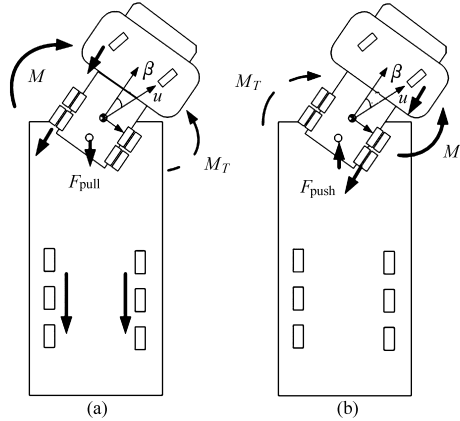


图 3 重型半挂车稳定性控制制动策略图
Fig. 3 Stability control strategy of heavy tractor semi-trailer
(a) 牵引车过度转向 (b) 牵引车不足转向

图 3a 中,当牵引车发生过度转向时,除了牵引车一侧制动,挂车两侧车轮同时制动,挂车通过牵引鞍座对牵引车产生一个拉力,使牵引车纠正过度转向趋势的同时,对整车也产生一个拉长趋势,从而可以避免由牵引车过度转向产生的重型半挂车折叠现象。图 3b 中,当牵引车发生不足转向时,由于牵引车的制动作用,使挂车相对牵引车有向前运动趋势,即挂车通过牵引鞍座产生一个推动牵引车的推力,该推力可以产生纠正牵引车不足转向趋势的效果。

3 多目标稳定性控制仿真结果及分析

利用商业软件 TruckSim,选用高附着路面下的鱼钩转向工况进行重型半挂车多目标稳定性控制仿真验证。车辆模型参数如表 2 所示。

车辆以 100 km/h 初始速度进行鱼钩转向工况仿真分析,鱼钩工况的方向盘输入如图 4 所示,方向盘输入的最大值设置为 200°,路面附着系数 0.85。重型半挂车未控制与多目标稳定性控制的仿真对比结果如图 5 所示。

表 2 车辆模型参数
Tab.2 Vehicle model parameters

参数	数值
牵引车质量/kg	8 305
挂车质量/kg	11 540
牵引车转向轴到质心的距离/m	3. 213
牵引车第一、二轴之间的距离/m	5. 000
牵引车第一、三轴之间的距离/m	6. 270
牵引车转向轴到第五轮的距离/m	1. 422
第五轮到挂车质心的距离/m	4. 066
第五轮到第四轴的距离/m	10. 200
第五轮到第五轴的距离/m	11. 500
第五轮到第六轴的距离/m	12. 800
牵引车的转动惯量/kg·m ²	4. 52 × 10 ⁴
挂车的转动惯量/kg·m ²	2. 786 × 10 ⁴
第一轴等效侧偏刚度/N·rad ⁻¹	4. 476 5 × 10 ⁵
第二、三轴等效侧偏刚度/N·rad ⁻¹	3. 243 0 × 10 ⁵
第四、五、六轴等效侧偏刚度/N·rad ⁻¹	4. 710 5 × 10 ⁵

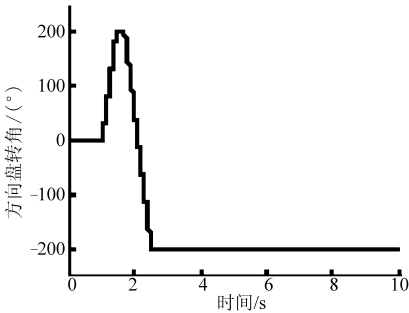


图 4 鱼钩工况方向盘输入曲线

Fig. 4 Input curves of fishhook steering wheel angle

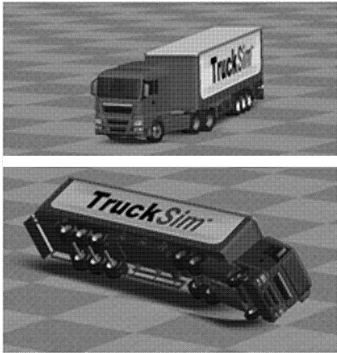


图 5 多目标稳定性控制与未控制仿真对比图

Fig. 5 Simulation comparison of with multi-objective stability control and without control

如图 6~7 所示,控制后无论牵引车还是挂车侧向加速度明显减小,并保持在稳定区域;未控制的车辆由于侧向加速度达到 6 m/s^2 ,超过其侧翻稳定极限而发生侧翻事故,具体效果见图 5。

由图 8~9 可知,控制后横摆角速度峰值低于未控制的 $15(^{\circ})/\text{s}$,保持在 $10(^{\circ})/\text{s}$ 以内,大大提高了

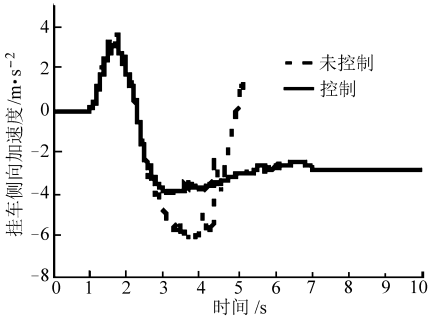


图 6 牵引车侧向加速度曲线

Fig. 6 Lateral acceleration curves of tractor

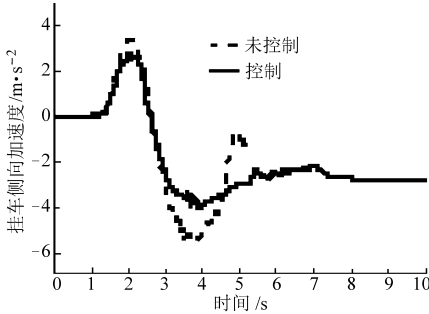


图 7 挂车侧向加速度曲线

Fig. 7 Lateral acceleration curves of trailer

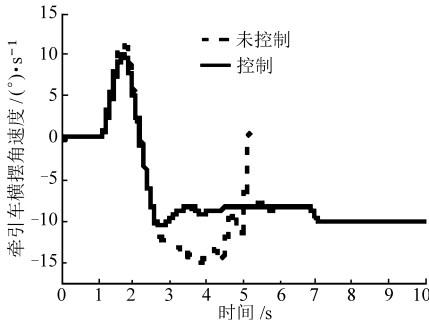


图 8 牵引车横摆角速度曲线

Fig. 8 Yaw rate curves of tractor

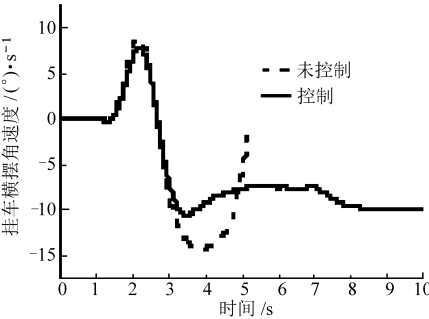


图 9 挂车横摆角速度曲线

Fig. 9 Comparison chart of trailer yaw rate

车辆的横摆稳定性。

图 10 为整车铰接角示意图,控制后车辆铰接角在操纵过程前期渐增,但工况结束前将车辆铰接角保持在稳态 8° 左右,从而有效避免了折叠发散趋势。

从上述分析可知,在高附着系数路面上进行鱼

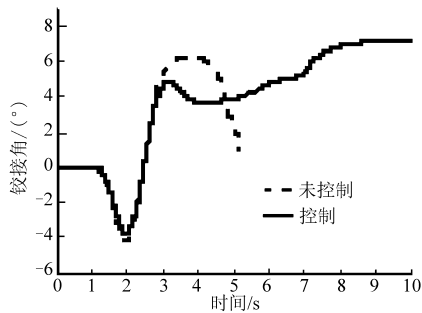


图 10 整车铰接角曲线

Fig. 10 Articulated angle comparison of vehicle

钩工况过程中,多目标稳定性控制可以较好地保持车辆的侧倾、横摆及折叠稳定性,从而避免车辆发生侧翻、摆振及折叠事故。

4 结论

(1) 首先建立重型半挂车模型,为了精确描述车辆非线性动态特性,在车辆模型中添加了非线性轮胎模型,并利用 TruckSim 软件进行轮胎模型验证。

(2) 针对重型半挂车自身特点,设计一套旨在主动控制车辆侧倾、横摆及折叠稳定性的多目标稳定性最优控制策略。采用基于 LQR 二次型最优控制理论技术,通过差动制动主动进行车辆侧倾、横摆和折叠控制。仿真结果表明:建立的重型半挂车多目标稳定性控制策略可以有效提高车辆的行驶稳定性,避免车辆侧翻、摆振及折叠危险的发生。

参 考 文 献

- 1 Bouteldja M. Prediction and detection of jackknifing problems for tractor semi-trailer[C] // Vehicle Power and Propulsion Conference, VPPC '06. IEEE, Windsor, England, UK, 2006.
- 2 Ervin R, Winkler C. Two active systems for enhancing dynamic stability in heavy truck operations[R]. Michigan University, Ann Arbor, Report No. UMTRI-98-39, 1999.
- 3 Chen Bo, Peng H. Differential-braking-based rollover prevention for sport utility vehicles with human-in-the-loop evaluations [J]. Vehicle System Dynamics, 2001, 36(4~5):359~389.
- 4 H Yu. Heavy duty vehicle rollover detection and active roll control[J]. Vehicle System Dynamics, 2008, 46(6):451~470.
- 5 Erwin Petersen. Vehicle stability control for trucks and buses[C]. SAE Paper 982782, 1998.
- 6 Detlew Neuyhaus. Vehicle dynamics-continuous improvements in vehicle safety form ABS to electronic stability control[C]. SAE Paper 2005-26-065, 2005.
- 7 Mass J W L H. Jackknife stability of a tractor semi-trailer combination [D]. Netherlands: Eindhoven University of Technology, 2007.
- 8 周淑文,张思奇,郭立新,等. 半挂汽车列车高速紧急避障稳定性控制研究[J]. 汽车工程, 2009, 31(2):161~165.
Zhou Shuwen, Zhang Siqi, Guo Lixin, et al. A study on stability control of semi-trailer combination for high speed obstacle avoidance under emergency[J]. Automotive Engineering, 2009, 31(2): 161~165. (in Chinese)
- 9 吴艳华. ESP 在中型越野汽车上的应用研究[D]. 武汉:武汉理工大学, 2008.
Wu Yanhua. Application research of the ESP in the medium off-road vehicle [D]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2008. (in Chinese)
- 10 Schuring D J, Wolfgang Pelz, Pottinger M G. A model for combined tire cornering and braking forces[C]. SAE Paper 960180, 1996.
- 11 朱天军. 基于改进 TTR 重型车辆侧翻预警及多目标稳定性控制算法研究[D]. 长春:吉林大学, 2010.
Zhu Tianjun. Research on improved TTR rollover warning and multi-objective stability control algorithm of heavy duty vehicle [D]. Changchun: Jilin University, 2010. (in Chinese)

(上接第 82 页)

- 7 王知行,刘廷荣. 机械原理[M]. 北京:高等教育出版社, 2000:24~82.
- 8 竺志超. 摆动从动件共轭凸轮的设计和分析[J]. 浙江丝绸工学院学报, 1990, 7(1):35~41.
Zhu Zhichao. Design and analysis of swinging follower conjugate cams[J]. Journal of Zhejiang Silk Engineering College, 1990, 7(1): 35~41. (in Chinese)
- 9 武秀东,王介人,刘悦. 对摆杆从动件外啮合盘形凸轮机构压力角计算公式的讨论[J]. 长春光学精密机械学院学报, 1995, 18(4):32~34.
Wu Xiudong, Wang Jieren, Liu Yue. Cam mechanism with oscillating follower[J]. Journal of Changchun Institute of Optics and Fine Mechanics, 1995, 18(4): 32~34. (in Chinese)