

# 驱动力矩对汽车操纵稳定性影响的仿真分析

夏长高, 许颖聪

(江苏大学 汽车与交通工程学院, 江苏 镇江 212000)

**摘 要:** 为了研究驱动力矩在驱动/转向工况下对汽车操纵稳定性的影响,建立了包含纵向运动、侧向运动、横摆运动以及前、后车轮转动在内的非线性 5 自由度整车模型. 通过理论推导和建模仿真,得出驱动力矩对汽车操纵稳定性的影响来自 3 个方面: 轮胎纵向力在侧向的分量、轮胎纵向力对侧偏力的影响和纵向车速的变化. 通过对前轮驱动车型进行仿真,结果表明,驱动力矩的增大会使整车转向性能减弱,驱动轮打滑时,汽车失去转向能力.

**关键词:** 车辆; 操纵稳定性; 驱动力矩; 驱动/转向; 仿真

**中图分类号:** U461.6 **文献标志码:** A **doi:** 10.3969/j.issn.1671-6833.2015.06.016

## 0 引言

汽车的操纵稳定性对汽车安全行驶的影响非常重要. 在前人所做的汽车操纵稳定性分析中,以假设纵向车速不变的线性 2 自由度模型<sup>[1]</sup>为基础建立整车模型,研究汽车转向特性. 如 Zheng<sup>[1]</sup>和 Lenart<sup>[2]</sup>使用线性 2 自由度模型来研究针对前轮的主动转向,以达到改善操纵稳定性的目的. 吉林大学的刘宝会<sup>[3]</sup>也用线性 2 自由度模型来研究汽车转向特性,并设计了一种通过转向轮到方向盘之间的变传动比机构,使汽车获得良好的操纵稳定性. 然而在实际转向过程中,驱动力矩的变化会引起滑移率的变化,导致驱动轮的纵向力和侧偏力发生变化,从而纵向车速也随之发生改变. 由于线性 2 自由度模型认为纵向车速不变,轮胎纵向力在侧向的分量、轮胎纵向力对侧偏力的影响和纵向车速的变化这 3 个因素会导致线性 2 自由度模型的仿真结果与实际结果产生很大误差,并且这类模型无法在驱动/转向工况下进行操纵稳定性的研究. 南京林业大学的 Wang 等<sup>[4]</sup>在对后轮转向系统的研究中将 2 自由度模型扩展到 4 轮转向模型,但是并没有将轮胎纵向力考虑在内,只是单纯地认为轮胎侧偏力仅随着侧偏角的变化而变化. 清华大学的 Dai 等<sup>[5]</sup>考虑了整车的纵向和侧向联合运动控制,改善汽车的操纵稳定性,但是并

没有关于汽车本身驱动力矩对操纵稳定性的影响研究. 江苏大学的王继磊<sup>[6]</sup>重新建立了 8 自由度(包括车身侧向、纵向、横摆、侧倾和 4 个车轮的转动)整车模型,将汽车纵向运动纳入模型进行仿真,并通过附加横摆力矩获得较好的操纵稳定性,但是他并没有进行驱动/转向工况下的稳定性研究. Setiawan 等<sup>[7]</sup>建立了 14 个自由度的整车模型,其中包含车身的纵向、横向、垂直、横摆、俯仰和侧倾 6 个自由度,以及 4 个车轮的转动和振动,但是也没有给出纵向运动对汽车操纵稳定性的影响,只是在纵向车速为定值的情况下,对汽车转向特性进行了仿真分析.

为了研究在驱动/转向工况下汽车的转向特性,获得驱动力矩对汽车操纵稳定性的影响结果,笔者通过 MATLAB/SIMULINK 软件,建立了 5 自由度(包括车身的纵向、侧向和横摆以及前、后车轮的转动)整车模型,并对驱动/转向工况下的汽车转向进行了仿真分析.

## 1 整车模型的建立

笔者所建前轮驱动转向模型主要包括: 3 自由度车身模型、魔术轮胎模型、滑移率模型、垂直载荷模型和侧偏角模型,共 5 大模块. 由于本模型包含纵向运动受力方程,将道路阻力系数、空气阻力系数和加速阻力考虑进来,仿真结果与文献

收稿日期: 2015-06-07; 修订日期: 2015-08-19

基金项目: 江苏省科技计划资助项目( BY2013065; BE2013447)

作者简介: 夏长高(1965—),江苏兴化人,江苏大学教授,博士,主要从事汽车零部件 CAD/CAE 集成与应用、汽车系统动力学与控制研究. E-mail: 771652018@qq.com.

[1-7]所建模型相比更符合实际,并且可以在驱动/转向工况下的仿真研究。

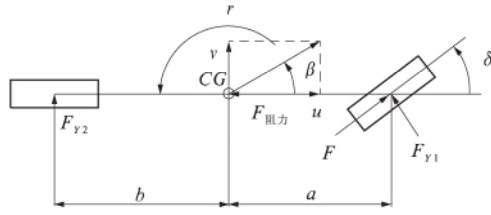


图1 5自由度汽车模型

Fig.1 5DOF Vehicle model

### 1.1 3自由度车身模型

车身运动方程<sup>[8]</sup>:

$$m(\dot{u} - vr) = F \cos \delta - F_{y1} \sin \delta - \frac{C_D A}{21.15} u^2 - G\psi; \quad (1)$$

$$m(\dot{v} + ur) = F_{y1} \cos \delta + F_{y2} + F \sin \delta; \quad (2)$$

$$J \dot{r} = a F_{y1} \cos \delta - b F_{y2} + a F \sin \delta. \quad (3)$$

由式(1)、式(2)和式(3)可得

$$\begin{cases} \dot{u} = \frac{1}{m} (F \cos \delta - F_{y1} \sin \delta - \frac{C_D A}{21.15} u^2 - G\psi + mur); \\ \dot{v} = \frac{1}{m} (F_{y1} \cos \delta + F_{y2} + F \sin \delta - mur); \\ \dot{r} = \frac{1}{J} (a F_{y1} \cos \delta - b F_{y2} + a F \sin \delta). \end{cases} \quad (4)$$

式中:  $m$  为整车质量;  $a$ 、 $b$  分别为质心到前、后轴的水平距离;  $J$  为整车绕质心的转动惯量;  $F$  为前轮纵向力;  $F_{y1}$ 、 $F_{y2}$  分别为前、后轮侧偏力;  $\delta$  为前轮转角;  $u$  为纵向车速;  $v$  为侧向车速;  $r$  为横摆角速度;  $C_D$  为风阻系数;  $A$  为汽车迎风面积;  $\psi$  为道路阻力系数。

由公式(4)可以看出,轮胎纵向力在侧向上的分量会使得侧向加速度和横摆角速度变大。

### 1.2 驱动与转弯联合工况下的魔术轮胎模型

使用魔术轮胎公式并计入附着系数  $\mu$  的影响<sup>[9]</sup>。纯侧偏工况下轮胎侧向力:

$$F_{y0} = \mu D \sin((5/4 - \mu/4) C \cdot \arctan((2 - \mu) B(1 - E)x + E \arctan((2 - \mu) Bx))) + S_v; \quad (5)$$

其中,  $x = \delta + S_h$ 。

纯侧偏工况下轮胎纵向力:

$$F_{x0} = \mu D \sin((5/4 - \mu/4) C \cdot \arctan((2 - \mu) B(1 - E)s + E \arctan((2 - \mu) Bs))) \quad (6)$$

式中:  $\delta$  为轮胎侧偏角;  $s$  为轮胎滑移率;  $D$  为峰值因子;  $B$  为刚度因子;  $E$  为曲线曲率因子;  $C$  为曲

线形状因子;  $S_h$  为曲线的水平方向漂移;  $S_v$  为曲线的垂直方向漂移,具体取值请参考文献[10]。

假设轮胎各向同性,从“魔术公式”轮胎模型得到的侧向力和纵向力,在制动/驱动和转向联合工况下需要通过滑移率和侧偏角修正<sup>[10]</sup>:

$$\begin{cases} F_x = -\frac{\sigma_x}{\sigma} F_{x0}, F_y = -\frac{\sigma_y}{\sigma} F_{y0}, \\ \sigma = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2}, \\ \sigma_x = -\frac{s}{1+s}, \sigma_y = -\frac{\tan \delta}{1+s}. \end{cases} \quad (7)$$

式中:  $F_x$  和  $F_y$  分别为轮胎纵向力和侧向力;  $\sigma$  为规格化的滑动率;  $\sigma_x$  和  $\sigma_y$  为  $\sigma$  在纵向和侧向上的分量。

轮胎纵向力与侧向力的关系如图2所示。从图2可以看出,轮胎纵向力的增大会使得轮胎侧向力大幅减小,这是驱动力矩对汽车操纵稳定性影响的一个重要因素。

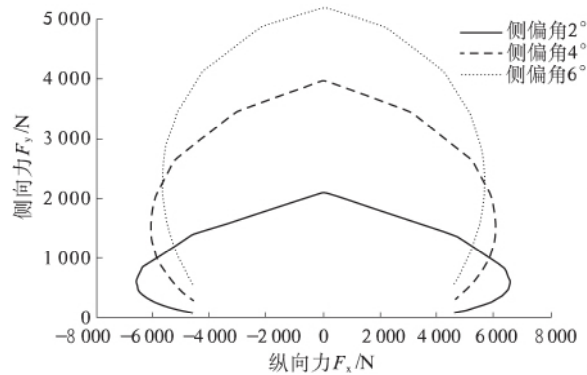


图2 轮胎侧向力与纵向力的关系

Fig.2 Relationship between the longitudinal and lateral tire force

### 1.3 滑移率模型

滑移率模型中包含车轮滚动模型。

车轮动力学方程:

$$I \dot{w} = T_d - FR - T_b; \quad (8)$$

由上式得:

$$w = \int \frac{T_d - FR - T_b}{I} dt + w_0; \quad (9)$$

滑移率方程:

$$s = \left| 1 - \frac{Rw}{u} \right|. \quad (10)$$

式中:  $w$  为车轮转速;  $w_0$  为初始车轮转速;  $T_d$  为作用在车轮的驱动力矩;  $F$  为轮胎纵向力;  $T_b$  为车轮滚动阻力矩;  $s$  为滑移率;  $R$  为车轮半径;  $I$  为车轮转动惯量。

### 1.4 垂直载荷模块

忽略由侧倾和俯仰运动所引起的前、后车轮的载荷转移,所以前、后车轮的垂直载荷可表示为

$$F_{z1} = \frac{mgb}{L}. \quad (11)$$

$$F_{z2} = \frac{mga}{L}. \quad (12)$$

式中:轴距  $L = a + b$ .

### 1.5 侧偏角模块

汽车前、后轮侧偏角与运动参数有关.汽车前、后轴中点的速度为  $u_1, u_2$ ,侧偏角为  $\alpha_1, \alpha_2$ ,质心的

侧偏角为  $\beta = \frac{v}{u}$ .  $\xi$  是  $u_1$  与  $x$  轴的夹角,其值为<sup>[1]</sup>

$$\xi = \frac{v + ar}{u} = \beta + \frac{ar}{u}. \quad (13)$$

根据汽车坐标系的规定,前、后轮侧偏角可表示为

$$\alpha_1 = \beta + \frac{ar}{u} - \delta; \quad (14)$$

$$\alpha_2 = \beta - \frac{br}{u}. \quad (15)$$

综合上述 5 大模块在 MATLAB/SIMULINK 中实现图形建模如图 3 所示.汽车模型参数如表 3 所示.

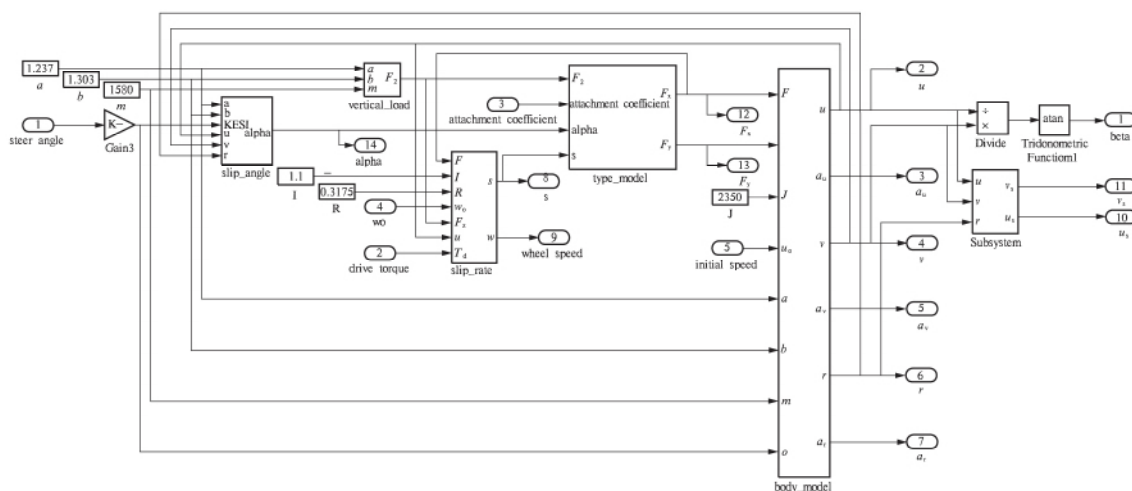


图 3 仿真模型

Fig. 3 Simulation model

表 1 汽车模型参数

Tab. 1 The parameters of vehicle model

整车质量 $m/\text{kg}$	质心到前 轴距离 $a/\text{m}$	质心到后 轴距离 $b/\text{m}$	轮胎半径 $R/\text{m}$	车轮转动 惯量 $I/$ $(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	绕质心转 动惯量 $J/$ $(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	风阻系数 $C_D/\text{m}^2$	迎风面积 $A/\text{m}^2$	道路阻 力系数 $\psi/\text{m}^2$
1 580	1. 237	1. 303	0. 3175	1. 1	2 350	0. 36	1. 8	0. 01

## 2 仿真与结果

仿真工况:前轮角阶跃输入  $0.04 \text{ rad}$ ,作用在驱动轴上的驱动力矩分别为  $257, 600, 830 \text{ N} \cdot \text{m}$ ,路面附着系数  $\mu = 0.4$ ,初始车速为  $25 \text{ m/s}$ .

驱动力矩和轮胎纵向力的关系如图 4 所示.由图 4 可以看出,驱动力矩的增大使得轮胎纵向力增大.当驱动力矩达到  $830 \text{ N} \cdot \text{m}$  时,由于驱动轮发生打滑,所以纵向力急剧降低.由于驱动轮是前轮,后轮纵向力很小且为负值.

驱动力矩和轮胎侧偏力的关系如图 5 所示.由图 5 可以看出,驱动力矩的增大使得轮胎侧偏力变小.当驱动力矩不变时,由于驱动轮上的滑

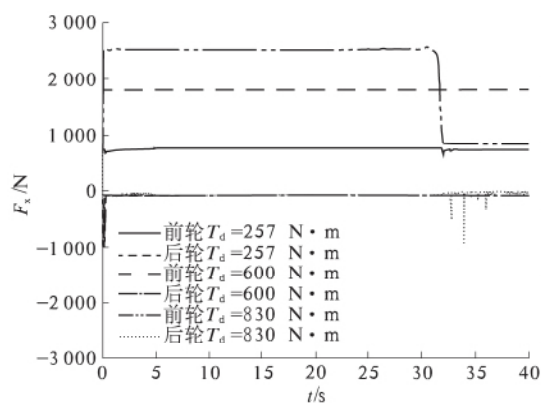


图 4 轮胎纵向力

Fig. 4 Longitudinal tire force

移率会随着加速度的减小而减小,从而导致驱动力矩在  $600 \text{ N} \cdot \text{m}$  时的前后轮的侧偏力会随时间而变大;驱动力矩为  $600 \text{ N} \cdot \text{m}$  时前后轮的侧偏角差值较  $257 \text{ N} \cdot \text{m}$  时更小,横摆角速度也减小。当驱动力矩在  $830 \text{ N} \cdot \text{m}$  时,由于驱动轮打滑,前轮侧偏力急剧降低,后轮侧偏力随之降低且产生较大波动。

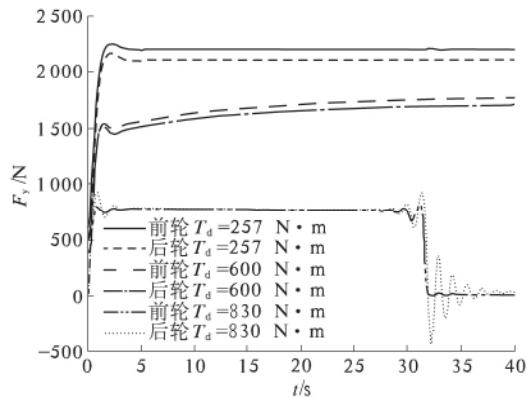


图5 前、后车轮的轮胎侧偏力

Fig. 5 Longitudinal force of front and rear tires

驱动力矩和质心侧偏角的关系如图6所示。由图6可以看出,驱动力矩的增大导致前轮角阶跃输入下的质心侧偏角瞬态响应值降低,增加了不足转向性能。驱动力矩在  $600 \text{ N} \cdot \text{m}$  时,滑移率随着时间增加而逐渐降低,驱动轮上的侧偏力变大,整车的转向性能有所提高,质心侧偏角负向增大。当驱动力矩增大到  $830 \text{ N} \cdot \text{m}$  时,车轮打滑,质心侧偏角急剧增大到0,且出现较大波动。

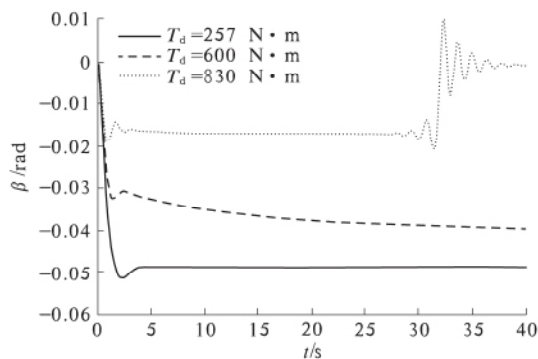


图6 质心侧偏角

Fig. 6 Vehicle sideslip angle

驱动力矩和横摆角速度的关系如图7所示。由图7可以看出,驱动力矩的增大导致前轮角阶跃输入下的横摆角速度瞬态响应值降低,减弱了汽车的转向能力。驱动力矩在  $600 \text{ N} \cdot \text{m}$  时横摆角速度随着时间的增加而持续降低;驱动力矩增大到  $830 \text{ N} \cdot \text{m}$  时,车轮打滑,横摆角速度从整体趋势上缓慢降到0,且出现较大波动。

驱动力矩和侧向加速度的关系如图8所示。由图8可知,驱动力矩的增大导致前轮角阶跃输入下的侧向加速度瞬态响应值降低,减弱了汽车的转向能力。驱动力矩在  $600 \text{ N} \cdot \text{m}$  时,侧向加速度随着时间的增加而增大;当驱动力矩增大到  $830 \text{ N} \cdot \text{m}$  时,车轮出现打滑,侧向加速度急剧降到0,且出现较大波动。

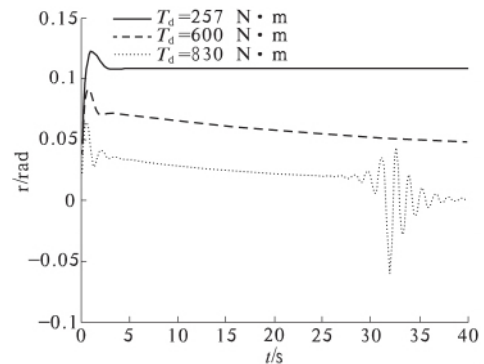


图7 横摆角速度

Fig. 7 Yaw velocity

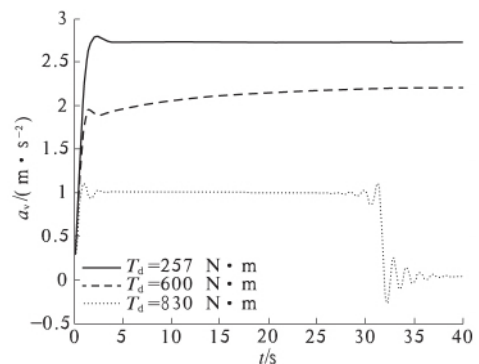


图8 侧向加速度

Fig. 8 Lateral acceleration

汽车的侧向位移与纵向位移的关系如图9所示。由图9可以直观地看出,由于驱动力矩的增大,使得汽车的转向半径增大;当驱动力矩达到  $830 \text{ N} \cdot \text{m}$  时,前轮打滑,汽车失去转向能力。

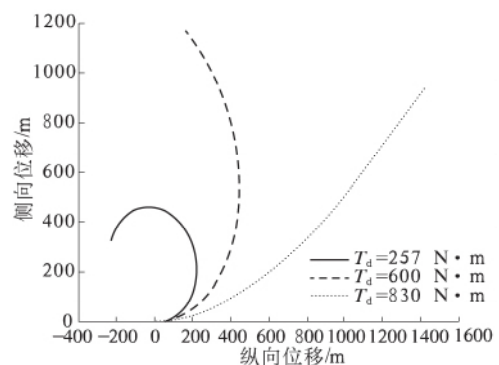


图9 汽车行驶轨迹图

Fig. 9 Movement track of vehicle

不同驱动力矩下的轮胎滑移率随时间的变化关系如图 10 所示. 由图 10 可以看出, 驱动力矩的增大使得滑移率增大, 驱动力矩在  $830 \text{ N} \cdot \text{m}$  时, 滑移率  $s$  达到了 1, 驱动轮打滑.

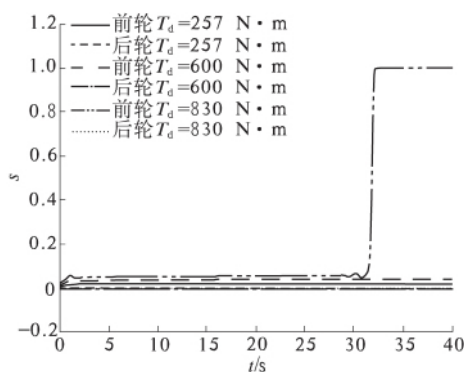


图 10 前、后轮胎的滑移率

Fig. 10 Slip rate of front and rear tire

### 3 结论

通过仿真分析研究了驱动力矩在驱动/转向工况下对汽车操纵稳定性的影响. 这种影响主要来自于 3 个部分: 第一部分是前轮的轮胎纵向力在侧向的分量的影响, 这一部分会增大汽车的转向性能; 第二部分是轮胎纵向力对侧偏力的影响, 这一部分会降低汽车的转向性能; 第三部分是纵向车速变化的影响.

在综合以上 3 种因素的情况下通过 MATLAB/SIMULINK 仿真得出以下结论: 前轮驱动汽车在驱动/转向工况下, 驱动力矩的增大, 会使得汽车整体转向性能不足, 转向半径变大, 质心侧偏角、横摆角速度和侧向加速度更趋向于 0; 驱动力矩增大到一

定程度时, 驱动轮会打滑, 汽车失去转向能力.

### 参考文献:

- [1] 喻凡, 林逸. 汽车系统动力学 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2005.
- [2] ZHENG B, OH P, LENART B. Active steering control with front wheel steering [C]//American Control Conference (ACC104). Boston, Mass, USA: IEEE Press, 2004: 1475-1480.
- [3] 刘宝会. 轿车主动转向系统研究 [D]. 长春: 吉林大学汽车工程学院, 2011.
- [4] WANG Yu, TIAN Jie, CHEN Ning, et al. Handling performances of vehicle with a fractional compliant rear-wheel steering system [R]. ICFDA 2014: 1-6.
- [5] DAI Yifan, LUO Yugong, LI Keqiang. Longitudinal and lateral coordinated motion control of four-wheel-independent drive electric vehicles [C]//Electric Vehicle Symposium and Exhibition (EVS27). IEEE Press, 2013: 1-9.
- [6] 王继磊. 车辆操纵稳定性控制研究 [D]. 镇江: 江苏大学汽车与交通工程学院, 2012.
- [7] SETIAWAN J D, SAFARUDIN M, SINGH A. Modeling, simulation and validation of 14 DOF full vehicle model [C]//ICICI-BME. IEEE Press, 2009: 1-6.
- [8] THOMAS D J. Fundamentals of vehicle dynamics [M]. New York, America: Society of Automotive Engineers, 2000.
- [9] BAKKER E, NYBORG L, PAEEJKA H B. Tyre modelling for use in vehicle dynamics study [R]. SAE Paper No. 870421, 1987.
- [10] 张长冲. ESP-汽车电子稳定系统仿真研究 [D]. 济南: 山东大学机械工程学院, 2007.

## Simulation Analysis for the Drive Torque Impact on Vehicle Handling Stability

XIA Changgao, XU Yingcong

(School of Automotive and Traffic Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212000, China)

**Abstract:** To analyze the influence of the drive torque on vehicle handling stability in the situation of driving and steering, a non-linear 5 degree of freedom full vehicle model is established, including the longitudinal motion, the lateral motion, the yaw motion and the rotations of the front and rear wheels. The weight of the tire longitudinal force in the lateral, the influence of the longitudinal tire force on the cornering stiffness and the variable longitudinal speeds are the three aspects impact vehicle handling stability by theoretical derivation and simulation. By simulating the front drive vehicle, the result shows that, the steering performance is getting worse with the drive torque increasing; even worse, the steering ability will be lost when the drive wheels are shipped.

**Key words:** vehicle; handling stability; drive torque; driving and steering; simulation.