

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.02.007

稳态工况下横摆角速度与侧倾角的关系分析^{*}

黄晨 陈龙 江浩斌 袁朝春 夏天

(江苏大学汽车与交通工程学院, 镇江 212013)

摘要: 在分别建立转向、悬架和轮胎数学模型的基础上,理论推导出横摆角速度与侧倾角的相互关系,分析了角阶跃输入下路面附着系数和车速对转向的影响,刻画了不同车速和前轮转角下横摆角速度与侧倾角的变化过程,通过分析总结出两者之间的稳态值变化规律。仿真和试验结果表明,试验与仿真的结果相吻合,验证了仿真的正确性,为侧向和垂向动力学的集成控制研究提供了理论参考。

关键词: 车辆 角阶跃输入 横摆角速度 侧倾角

中图分类号: U461.6 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)02-0034-06

引言

随着技术的成熟和成本的下降,ABS、ESP、ASS和ARC等在中高档车型上配置日益增多。可是整车厂商并不愿意在车辆上添加更多的独立模块,所以,底盘子系统的集成与融合是实现我国自主品牌研发和汽车强国的关键核心技术^[1]。从目前的研究可以看出,车辆底盘集成控制主要从两方面入手^[2-9]:一方面,通过车载总线共用传感器,从而减少传感器数目和线束质量;另一方面,根据车辆/轮胎动力学的内在耦合特性,实现纵向、侧向和垂向动力学的协调控制。其中,侧向和垂向动力学之间的集成是一个很重要的分支,随着轮胎力学的发展以及试验条件和手段的进步,两者之间的影响机理有不断完善的需要。如转向工况中过度地侧倾控制可能导致车轮垂向载荷减少,以致轮胎水平合力的极限将减少^[10],可是由于建模的缺陷忽略了路面附着系数对转向产生影响。同样在大侧向加速度运动时,车身侧倾角产生的侧倾转向会影响车辆的操纵稳定性,但是大多数没有研究车速对车辆操稳性的影响^[11]。此外也研究了随着车轮转角的增大,车身质心垂直加速度和侧倾角加速度的变化规律,但是有待进一步理论推导和试验分析^[12]。

本文在建立车辆轮胎、悬架和转向模型的基础上,理论推导影响横摆角加速度的因素和横摆角速度与侧倾角的相互关系,仿真分析角阶跃输入下路面附着系数和车速对转向的影响,论述不同车速和

前轮转角下的横摆角速度与侧倾角的变化过程,通过分析总结两者之间的稳态值变化规律,并通过实车试验验证所得结论的正确性。

1 模型建立

假定汽车前进方向速度不变,不考虑地面切向力对轮胎侧偏特性的影响和空气动力作用等,建立基于转向工况的整车动力学模型,如图1所示。

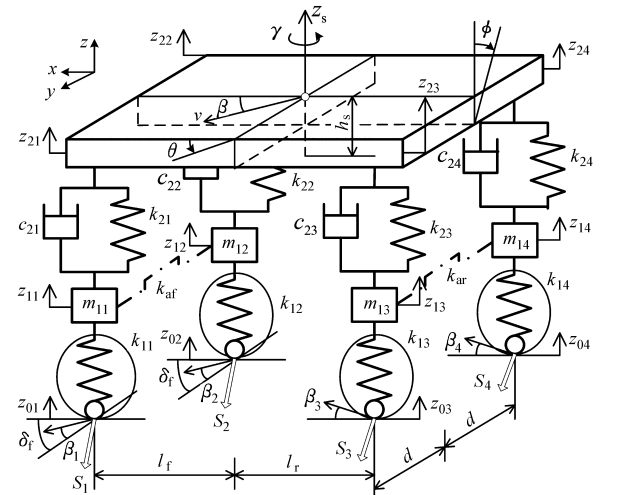


图1 整车动力学模型

Fig.1 Vehicle dynamics model

1.1 转向模型

汽车转向过程中,车身侧倾角的变化对汽车侧偏角和横摆角速度的影响不可忽略。因此,考虑车身侧倾影响,建立整车转向运动方程:

整车侧向运动方程

收稿日期: 2013-04-25 修回日期: 2013-10-19

^{*} 国家自然科学基金资助项目(50875112)、高等学校博士学科点专项科研基金资助项目(20093227110013)、江苏省自然科学基金资助项目(BK2010337)、江苏省高校自然科学研究重大资助项目(09KJA580001)和江苏省高校科研创新计划资助项目(CX10B_253Z)

作者简介: 黄晨, 博士生, 主要从事车辆动态性能研究, E-mail: heshumo@163.com

$$mv(\dot{\beta} + \gamma) - m_s h_s \ddot{\phi} = (S_1 + S_2) \cos \delta_f + S_3 + S_4 \tag{1}$$

整车横摆运动方程

$$I_\gamma \dot{\gamma} = l_f (S_1 + S_2) \cos \delta_f - l_r (S_3 + S_4) - e (S_1 + S_2) \tag{2}$$

式中 $m、m_s$ ——整车质量、悬挂质量
 v ——车速
 $\dot{\beta}$ ——质心侧偏角速度
 h_s ——侧倾中心高度
 $\ddot{\phi}$ ——车身侧倾角加速度
 S_i ——轮胎侧偏力, $i = 1, 2, 3, 4$
 I_γ ——整车横摆转动惯量
 $\dot{\gamma}$ ——横摆角加速度
 $l_f、l_r$ ——前、后轮到质心距离
 δ_f ——前轮转角 e ——轮胎拖距

1.2 悬架模型

车身垂直加速度的变化反映了汽车平顺性, 车身俯仰角、车身侧倾角体现了汽车的行驶安全性。根据建立的整车动力学模型, 可以得出如下运动方程:
车身垂直运动方程

$$m_s \ddot{z}_s = F_{21} + F_{22} + F_{23} + F_{24} \tag{3}$$

车身俯仰运动方程

$$I_\theta \dot{\theta} = l_r (F_{21} + F_{22}) - l_f (F_{23} + F_{24}) \tag{4}$$

车身侧倾运动方程

$$I_\phi \ddot{\phi} = m_s v (\dot{\beta} + \gamma) h_s + m_s g h_s \phi + (F_{21} + F_{23} - F_{22} - F_{24}) d \tag{5}$$

非悬挂质量垂直运动方程

$$m_{1i} \ddot{z}_{1i} = k_{1i} (z_{0i} - z_{1i}) - F_{2i} \quad (i = 1, 2, 3, 4) \tag{6}$$

考虑横向稳定杆对车身侧倾角影响, 悬架作用力为

$$F_{21} = k_{21} (z_{11} - z_{21}) + c_{21} (\dot{z}_{11} - \dot{z}_{21}) - \frac{k_{af}}{2d} \left(\phi - \frac{z_{11} - z_{12}}{2d} \right) \tag{7}$$

$$F_{22} = k_{22} (z_{12} - z_{22}) + c_{22} (\dot{z}_{12} - \dot{z}_{22}) + \frac{k_{af}}{2d} \left(\phi - \frac{z_{11} - z_{12}}{2d} \right) \tag{8}$$

$$F_{23} = k_{23} (z_{13} - z_{23}) + c_{23} (\dot{z}_{13} - \dot{z}_{23}) - \frac{k_{ar}}{2d} \left(\phi - \frac{z_{13} - z_{14}}{2d} \right) \tag{9}$$

$$F_{24} = k_{24} (z_{14} - z_{24}) + c_{24} (\dot{z}_{14} - \dot{z}_{24}) + \frac{k_{ar}}{2d} \left(\phi - \frac{z_{13} - z_{14}}{2d} \right) \tag{10}$$

当俯仰角 θ 、侧倾角 ϕ 在小范围内, 近似有

$$z_{21} = z_s - l_f \theta - d \phi \tag{11}$$

$$z_{22} = z_s - l_f \theta + d \phi \tag{12}$$

$$z_{23} = z_s + l_r \theta + d \phi \tag{13}$$

$$z_{24} = z_s + l_r \theta - d \phi \tag{14}$$

式中 $z_s、\dot{z}_s、\ddot{z}_s$ ——车身垂直位移、车身垂直速度、
车身垂直加速度
 F_{2i} ——悬架对车身的合力
 $I_\theta、I_\phi$ ——车身俯仰转动惯量、车身侧倾转动惯量
 $\theta、\dot{\theta}$ ——车身俯仰角、车身俯仰角速度
 ϕ ——车身侧倾角
 d ——1/2 轮距 m_{1i} ——非悬挂质
 k_{2i} ——悬架刚度 c_{2i} ——悬架阻尼系数
 k_{1i} ——轮胎刚度 z_{0i} ——路面位移
 $z_{1i}、\dot{z}_{1i}、\ddot{z}_{1i}$ ——非悬挂质量垂直位移、垂直速度、垂直加速度
 $z_{2i}、\dot{z}_{2i}$ ——悬挂质量垂直位移、垂直速度
 $k_{af}、k_{ar}$ ——前、后悬架稳定杆角刚度

1.3 轮胎模型

轮胎侧向力模型由神经网络组成, 包括输入层、隐含层和输出层。输入层包含 4 个向量, 分别为侧偏角 α 、路面附着系数 μ 、垂直载荷 F_z 和车速 v 。隐含层由若干层非线性传递函数组成。输出层为轮胎侧向力 F_y 单个向量构成^[13], 如图 2 所示。

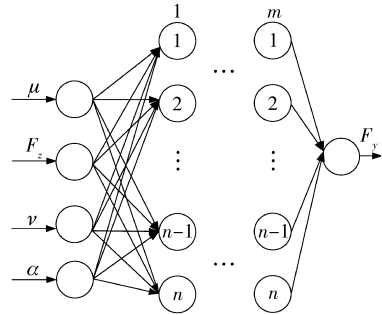


图 2 轮胎侧向力神经网络模型

Fig. 2 Neural network model of tire lateral force

采用韩泰 165/65R13 型子午线轮胎在上海聚德永开公司汽车轮胎道路旋转测试垂台上进行了稳态试验, 测得轮胎接地力数据(图 3), 采用 4-8-1 的网络结构对试验数据拟合。

轮胎侧向力模型为

$$F_y = N \begin{pmatrix} \alpha \\ \mu \\ v \\ F_z \end{pmatrix} \tag{15}$$

该网络隐含层神经元的输入为

$$\theta_j(k) = \sum_{i=1}^m w_{ij} p_i(k) \quad (j = 1, 2, \dots, 8; m = 4) \tag{16}$$

式中 $\theta_j(k)$ ——隐含层中第 j 个神经元的输入值
 $p_i(k)$ ——输入层输出值
 w_{ij} ——输入层至隐含层的连接权重
隐含层的输入和输出之间采用 Sigmoid 函数关系,即隐含层神经元的输出表达为

$$\xi_j(k) = f(\theta_j(k)) \quad (j = 1, 2, \dots, 8) \tag{17}$$

其中 $f(\theta_j(k)) = 1/(1 + e^{-\theta_j(k)})$
式中 ξ_j ——隐含层第 j 个神经元的输出,输出层包含 1 个神经元
输出层神经元的输入函数为

$$\zeta_l(k) = \sum_{j=1}^n v_{jl} \xi_j(k) \quad (l = 1; n = 8) \tag{18}$$

式中 v_{jl} ——隐含层至输出层的连接权重
输出层的输出与输入为 Sigmoid 函数关系,表示为

$$I_l(k) = f(\zeta_l(k)) \quad (l = 1) \tag{19}$$

式中 I_l ——输出层神经元的输出
假设左右侧车轮的侧偏角相等,则前后车轮侧偏角可表示为

$$\alpha_1 = \alpha_2 = \delta_f - \beta - \frac{l_f \gamma}{v} + E_f \phi \tag{20}$$

$$\alpha_3 = \alpha_4 = \frac{l_r \gamma}{v} - \beta + E_r \phi \tag{21}$$

式中 E_f ——前轮侧偏刚度
 E_r ——后轮侧偏刚度

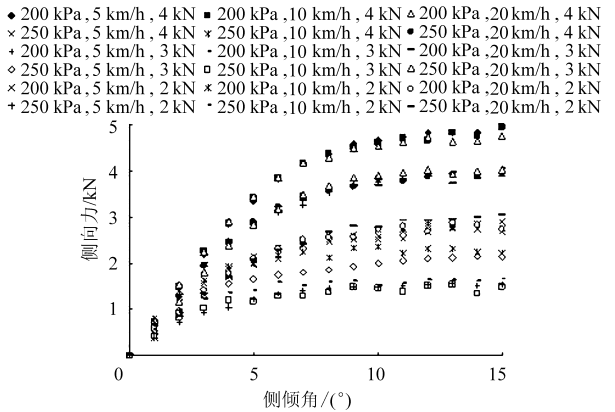


图3 18种工况下的轮胎侧向力试验数据
Fig. 3 Lateral forces of 18 working conditions

由式(1)~(21)和图4可以看出,悬架和转向系统之间是相互影响的,并且通过轮胎耦合。图4中双线表示基本和直接的动作,实线表示对其他功能的间接影响,虚线表示约束条件。研究表明,若通过增大悬架或转向系统的增益来获得该系统更好的性能时,那么它对另外一个系统性能的间接影响也大大增强。如当悬架侧倾刚度增大时,侧倾角减小,使得不足转向特性遭到削弱,横摆角速度增益变大,结果使得横摆响应特性变差。

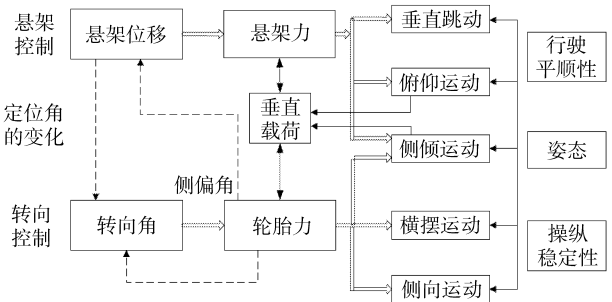


图4 悬架和转向系统之间的相互影响
Fig. 4 Suspension and steering system interaction

另一方面,汽车转向运动通过侧向加速度影响车身侧倾,进而影响悬架子系统运动。轮胎垂向力 F_{li} 随垂向运动而剧烈变化,由轮胎模型(式(15))知,这将引起轮胎侧向力的额外变化,进而影响整个侧向动力学关系。

通过以上分析和将所建立的转向、悬架和轮胎模型组成整车模型后,理论推导得出了车辆动力学的影响横摆角加速度的因素(式(22)~(25))。前轮转角、车速和路面附着系数等都是与外界环境和驾驶者输入有关的,而这些参数常常又都是变化的,从图5中可以看出很难从理论上得出明确的解析解。因此,本文通过数值仿真分析,归纳总结出满足工程实际需要的近似解。

$$\dot{\gamma} = \dot{\gamma}_1 + \dot{\gamma}_2 + \dot{\gamma}_3 \tag{22}$$

其中

$$\dot{\gamma}_1 = \frac{l_r}{I_\gamma} \cos \delta_f \left\{ f \left(\sum_{j=1}^8 v_{fj} \left[w_{1j} \left(\delta_f - \beta - \frac{l_f \gamma}{v} + E_f \phi \right) + w_{2j} \mu + w_{3j} v + w_{4j} F_{21} \right] \right) + f \left(\sum_{j=1}^8 v_{fj} \left[w_{1j} \left(\delta_f - \beta - \frac{l_f \gamma}{v} + E_f \phi \right) + w_{2j} \mu + w_{3j} v + w_{4j} F_{22} \right] \right) \right\} \tag{23}$$

$$\dot{\gamma}_2 = -\frac{l_r}{I_\gamma} \left\{ f \left(\sum_{j=1}^8 v_{fj} \left[w_{1j} \left(\frac{l_r \gamma}{v} - \beta + E_r \phi \right) + w_{2j} \mu + w_{3j} v + w_{4j} F_{23} \right] \right) + f \left(\sum_{j=1}^8 v_{fj} \left[w_{1j} \left(\frac{l_r \gamma}{v} - \beta + E_r \phi \right) + w_{2j} \mu + w_{3j} v + w_{4j} F_{24} \right] \right) \right\} \tag{24}$$

$$\dot{\gamma}_3 = -\frac{e}{I_\gamma} \left\{ f \left(\sum_{j=1}^8 v_{fj} \left[w_{1j} \left(\delta_f - \beta - \frac{l_f \gamma}{v} + E_f \phi \right) + w_{2j} \mu + w_{3j} v + w_{4j} F_{21} \right] \right) + f \left(\sum_{j=1}^8 v_{fj} \left[w_{1j} \left(\delta_f - \beta - \frac{l_f \gamma}{v} + E_f \phi \right) + w_{2j} \mu + w_{3j} v + w_{4j} F_{22} \right] \right) \right\} \tag{25}$$

2 系统仿真与分析

2.1 仿真计算

以上述理论分析为基础,在 Matlab/Simulink 中

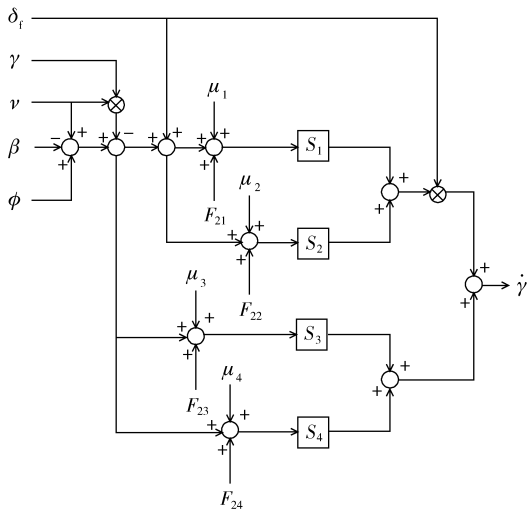


图5 影响横摆角速度的因素关系
Fig.5 Effect of yaw rate factor diagram

建立数学模型,模型搭建过程中的连接参照图6。仿真时采用4阶Runge-Kutta法,计算步长为0.01。部分模型参数参照某微型车设计参数(表2),方向盘角阶跃输入详见文献[14]。在B级路面上行驶,对整车各性能参数进行相关的仿真试验。

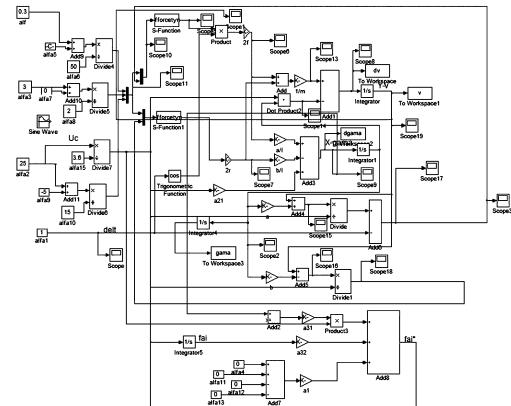


图6 Simulink 仿真程序
Fig.6 Simulation program

2.2 结果分析

2.2.1 稳定性指标分析

为了直观地表明车辆在稳态转向中的动力学稳定性,采用一种转向过程稳定性指标K,适用条件为:无风、水平、附着系数均匀的路面上,车辆本身参数确定,轮胎纵向滑移可忽略不计,且不考虑气候变化。在这样的理想情况下,车辆稳定,就是说横向加速度还未达到路面所能提供的最大横向加速度^[15]。公式为

$$K = \frac{\omega l}{\delta_1 v} \begin{cases} >1 & (\text{过度转向}) \\ =1 & (\text{中性转向}) \\ <1 & (\text{不足转向}) \end{cases} \quad (26)$$

K与前轮转角、车速、轴距、横摆角速度有关。其他参数不变时,横摆角速度越大,K值越大;车速

表2 模型参数

Tab.2 Model parameters

参数	数值
整车质量 m/kg	1 115
前轮到质心距离 l_f/m	0.955
后轮到质心距离 l_r/m	1.380
整车横摆转动惯量 $I_y/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	1 591.2
胎压 p/kPa	250
悬挂质量 m_s/kg	975
前轮非悬挂质量 $m_{11}, m_{12}/\text{kg}$	37
后轮非悬挂质量 $m_{13}, m_{14}/\text{kg}$	33
前悬架刚度 $k_{21}, k_{22}/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	16 000
后悬架刚度 $k_{23}, k_{24}/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	13 000
横向稳定杆刚度 $k_{af}, k_{ar}/(\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{rad}^{-1})$	6 695
前悬架阻尼系数 $c_{12}, c_{22}/(\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1})$	1 100
后悬架阻尼系数 $c_{23}, c_{24}/(\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1})$	1 300
轮胎垂直刚度 $k_{1i}/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	158 584
侧倾中心高度 h_s/m	0.50
1/2 轮距 d/m	0.680
车身侧倾转动惯量 $I_\psi/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	293.0
车身俯仰转动惯量 $I_\theta/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	1 074.0

越大,K值越大;前轮转角越大,K值越小。以K大于1或者小于1来判断是过度转向还是不足转向。

从图7中可看出,在低速(10 km/h)时,车辆很快进入了中性转向,表现了良好的方向跟随性。当中速段时(30、50、70 km/h),车辆出现了不足转向并且表现了较高的一致性,说明在中速段车辆转向特性对车速不敏感。而进入高速区域(100 km/h)时,车辆的转向特性出现了振荡并且具有较大的超调,说明转向起始阶段车辆自身的结构设计保证了具有准确的方向跟随性,但由于车速较高在自身惯性的作用下地面附着力达到轮胎极限致使车辆出现严重的转向不足,对操稳性带来了一定的影响。

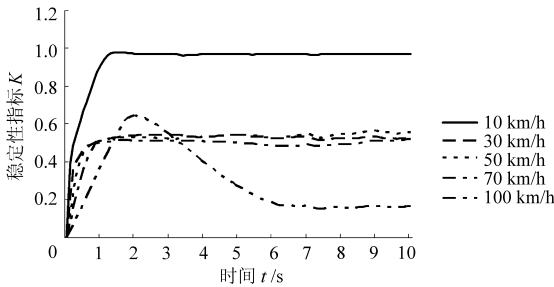


图7 不同速度下稳定性指标K变化曲线
Fig.7 Stability margin curve under different velocity

图8是3种不同路面附着系数下车辆稳定性指标K时域图。经计算,在转向的整个过程中,随着路面附着系数的增大(分别为0.3、0.5和1.0),稳定性指标K稳态值从0.1、0.3增加到0.5,说明随着道路状况的不断改善,地面能够提供给轮胎的摩擦力不断增大,使车辆转向从严重的不足转向向中性转向过渡。

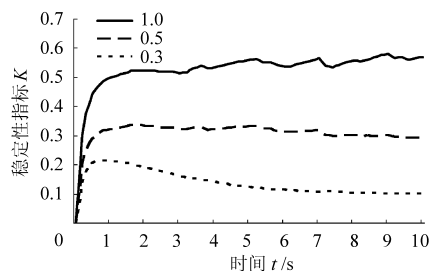


图 8 不同路面附着系数下稳定性指标 K 变化曲线

Fig. 8 Stability margin curve under different road adhesion coefficient

2.2.2 横摆角速度与侧倾角的关系

不同速度下车辆横摆角速度与侧倾角的稳态值关系如图 9 所示。从图中可以看出,随着车速的增加,车辆横摆角速度与侧倾角呈反比函数的关系。可以近似为

$$\gamma = k_v / \varphi \quad (k_v > 0) \tag{27}$$

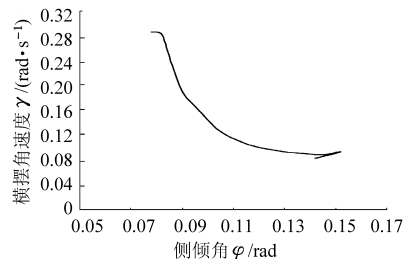


图 9 随速度变化横摆角速度与侧倾角稳态变化曲线

Fig. 9 Steady variation curves of yaw rate and side angle with speed

同样,在相同车速不同前轮转角下,车辆横摆角速度与侧倾角的稳态关系如图 10 所示。从图中可以看出,随着前轮转角的增加,稳态中的车辆横摆角速度与侧倾角呈现抛物线函数的关系。可以近似为

$$\gamma = a\varphi_2 + b\varphi + c \quad (a, b, c > 0) \tag{28}$$

通过以上分析可以得知,整车的操稳性不仅取决于车辆本身参数,而且取决于车辆车速、转角以及路面附着等运动工况;而车辆横摆角速度与侧倾角也呈现出复杂的非线性关系。因此,可以利用这种关系通过调节悬架刚度和阻尼或者方向盘传动比等来提高车辆不同工况下的操稳性。

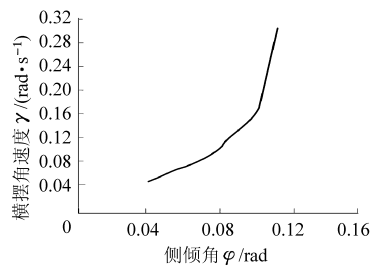


图 10 随前轮转角变化横摆角速度与侧倾角稳态变化曲线

Fig. 10 Steady variation curves of yaw rate and side angle with front wheel turning angle

3 试验验证

3.1 试验目的与设备

为验证所做仿真的正确性,在某微型车上进行了试验验证:试验时,采用美国 QUATRONIX 公司 WAVEBOOK/512H 型数据采集系统实时采集试验数据(图 11)。传感器采用电荷输出的压电信号及与之配套的电荷放大器。同时用陀螺仪采集车身的侧倾角速度和横摆角速度信号,处理时进行积分变成侧倾角信号。



图 11 数据采集装置 WAVEBOOK

Fig. 11 Data acquisition unit WAVEBOOK

3.2 试验条件与数据处理方法

在某 B 级路面上行驶,为了验证模型仿真与实车试验结果的一致性,实车试验采用与仿真工况一致的角阶跃试验,只是由于场地的限制测试了车身在小转角中低速下的侧倾角和横摆角速度;试验结果如图 12、13 所示。从图中可以看出,随着速度和转角的变化,车身的横摆振动和侧倾的趋势与仿真曲线基本吻合一致,证明了仿真的正确性。

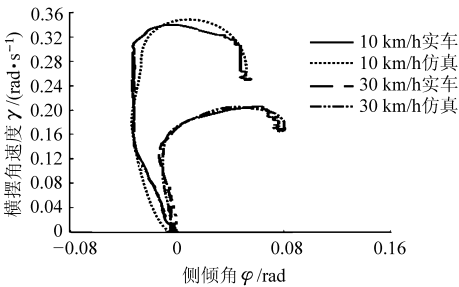


图 12 不同速度下横摆角速度与侧倾角仿真与试验对比

Fig. 12 Simulation and experimental comparison chart of yaw rate and lateral angle under different velocity

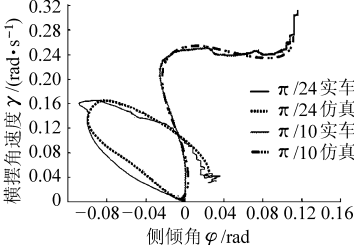


图 13 不同前轮转角下横摆角速度与侧倾角关系的仿真与试验对比

Fig. 13 Simulation and experimental comparison chart of yaw rate and lateral angle under different front wheel turning angle

4 结束语

在建立转向、悬架和轮胎数学模型的基础上,理论推导出各系统之间的相互关系,并且深入分析了稳态转向中路面附着系数和车速对转向的影响,以及刻画

了角阶跃输入下横摆角速度与侧倾角变化过程,进一步总结出随车速和前轮转角改变的稳态变化规律,最后通过试验验证所做的部分仿真,试验与仿真的结果相吻合,论证了仿真的正确性,为进一步研究主动转向与主动悬架和主动稳定杆等集成控制提供了参考。

参 考 文 献

- 1 徐秉金,崔大山. 自主创新是中国汽车产业健康发展的必由之路[J]. 时代汽车,2011(10):12-19.
- 2 喻凡,李道飞. 车辆动力学集成控制综述[J]. 农业机械学报,2008,39(6):1-7.
Yu Fan, Li Daofei. Review on integrated vehicle dynamics control[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2008,39(6):1-7. (in Chinese)
- 3 陈龙,黄晨,江浩斌,等. 基于悬架效用函数的车身姿态控制[J]. 农业机械学报,2011,42(8):15-19.
Chen Long, Huang Chen, Jiang Haobin, et al. Body posture control based on suspension utility function [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(8):15-19. (in Chinese)
- 4 王金湘,陈南. 监督控制下的车辆集成底盘控制策略与仿真[J]. 农业机械学报,2009,40(9):1-7.
Wang Jinxiang, Chen Nan. Supervisory control framework for integrated vehicle chassis control and its simulation[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2009,40(9):1-7. (in Chinese)
- 5 Zhao Wanzhong, Shi Guobiao, Lin Yi, et al. Tracking performance of electric power steering system based on the mixed H_2/H_∞ strategy[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2011,24(4):584-590.
- 6 Li Rui, Chen Weimin, Liao Changrong, et al. Fuzzy hybrid control of vibration attitude of full car via magneto-rheological suspensions[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2010,23(1):72-79.
- 7 March C, Shim T. Integrated control of suspension and front steering to enhance vehicle handling[J]. Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers Part D-Journal of Automobile Engineering, 2007,221(4):377-391.
- 8 Yoshimura T, Emoto Y. Steering and suspension system of a half car model using fuzzy reasoning and skyhook dampers[J]. International Journal of Vehicle Design, 2003,31(2):229-250.
- 9 Chen Wuwei, Xiao Hansong, Liu Liqiang, et al. Integrated control of automotive electrical power steering and active suspension systems based on random sub-optimal control[J]. International Journal of Vehicle Design, 2006,42(4):370-391.
- 10 祝辉,陈无畏. 基于策略分层的汽车悬架与转向系统的主动控制[J]. 农业机械学报,2008,39(10):1-6.
Zhu Hui, Chen Wuwei. Active control of vehicle suspension and steering system based on hierarchical strategy[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008,39(10):1-6. (in Chinese)
- 11 郑玲,李以农. 基于磁流变阻尼器的汽车半主动悬架和电动助力转向系统协调控制[J]. 振动工程学报,2010,41(1):7-13.
- 12 祝辉,陈无畏. 汽车悬架、转向和制动系统建模与相互影响分析[J]. 农业机械学报,2010,41(1):7-13.
Zhu Hui, Chen Wuwei. System modeling and interaction analysis of vehicle suspension, steering and braking systems [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2010,41(1):7-13. (in Chinese)
- 13 陈龙,黄晨,江浩斌. 基于智能体-神经网络的轮胎侧偏特性[J]. 机械工程学报,2012,48(2):153-158.
Chen Long,Huang Chen,Jiang Haobin. Tire lateral-slip characteristics based on agent-neural net[J]. Journal of Mechanical Engineering,2012,48(2):153-158. (in Chinese)
- 14 高峰,周志清. 多轴转向汽车角阶跃输入的稳态响应特性[J]. 江苏大学学报:自然科学版,2008,29(1):17-20.
- 15 李红志,李亮. 车辆转向过程稳定性分析与控制[J]. 清华大学学报:自然科学版,2010,50(8):1282-1285.
Li Hongzhi, Li Liang. Analysis and control of vehicle stability of passenger cars during steering [J]. Journal of Tsinghua University:Science and Technology,2010,50(8):1282-1285. (in Chinese)

Relationship between Vehicle Yaw Velocity and Heeling Angle under Steady State

Huang Chen Chen Long Jiang Haobin Yuan Chaochun Xia Tian
(School of Automobile and Traffic Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: The mathematical models of the steering, suspension and tires were established, and based on those models, the relationship between yaw velocity and heeling angle was deduced theoretically. In addition, the influence of road surface adhesion and speed on angle input was analyzed. At the same time, the change of yaw velocity and heeling angle were recorded under the different speeds and front wheel corners. Through detailed analysis the change rule of the steady-state value was summarized. At last, the result of simulation and experiment showed the correctness of the simulation and the models, and provided a theoretical reference for the lateral and vertical dynamics integrated control. The proposed research ensures the driving safety, enhances the handling stability, and improves the ride comfort.

Key words: Vehicle Angle step input Yaw velocity Heeling angle