

汽车悬架、转向和制动系统建模与相互影响分析*

祝 辉 陈无畏

(合肥工业大学机械与汽车工程学院, 合肥 230009)

【摘要】 考虑汽车在多种工况下行驶,分别建立了汽车底盘中悬架、转向和制动系统运动的数学模型,分析了3个系统运动之间的相互联系和制约关系。针对多种工况下行驶时各系统之间的相互影响分析,提出了3个系统分别进行设计时应注意的问题和采取的措施。仿真和试验结果表明,3个系统之间的联系紧密,相互制约,表明了所建数学模型的正确性。

关键词: 车辆集成控制 悬架 转向 制动 影响因素

中图分类号: U463 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2010)01-0007-07

System Modeling and Interaction Analysis of Vehicle Suspension, Steering and Braking Systems

Zhu Hui Chen Wuwei

(School of Mechanical and Automobile Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China)

Abstract

Considering vehicles running in many different work conditions, the mathematical models of suspension, steering and braking system are established. The interconnections and confinements among the three systems are analyzed. Based on the analysis of interrelationships among the systems operated under different work conditions, the problems needed to be paid attention to and the measures needed to be taken in the system designs are presented. The results of simulation and testing show the close connection and interaction among the three systems, and the correctness of the established models.

Key words Vehicle integrated control, Suspension, Steering, Braking, Influencing factor

引言

汽车底盘是一个复杂的系统,它主要包括悬架、转向和制动等子系统。悬架系统作为车身与底盘连接的桥梁,对整车的平顺性有重要影响;转向系统遵循驾驶员的输入指令使转向轮转向,以获得对车辆方向的控制,它决定着汽车的转向灵敏性、轻便性和操纵稳定性等;而制动系统则直接影响到汽车的安全性。表面上看,这3个子系统各自决定着不同的性能,实际上,当汽车在不同的工况下行驶时,各子系统间的运动相互影响、相互作用。从纵向来看,单

个子系统的运动会对汽车的各使用性能产生影响。从横向来看,多个子系统并存,它们之间必然存在着相互协调的问题。当对各个子系统按不同的性能指标进行改进(从结构或从控制的角度)时,这些子系统的简单迭加并不能获得良好的综合性能。若某一子系统从结构上或从控制上加以改进,以获得更好性能时,那么它对其他子系统的间接影响也大大增强。

关于汽车底盘各系统的相互影响及针对多个子系统的协调,近年来已有不少学者进行了这方面的研究工作^[1~6]。从这些研究结果可以看出,汽车底

收稿日期: 2009-01-21 修回日期: 2009-05-12

* 国家自然科学基金资助项目(50575064)和安徽省“十一五”科技攻关计划重点项目(07010202082)

作者简介: 祝辉,博士生,主要从事车辆动力学与控制研究, E-mail: zh19810902@sina.com

通讯作者: 陈无畏,教授,博士生导师,主要从事车辆动力学与控制研究, E-mail: cww@mail.hf.ah.cn

盘的很多子系统都可通过各种方法来改善相应的局部性能,但是多数文献都没有完全给出3个系统精确的数学模型,有的甚至没有分析悬架、转向和制动3个系统之间相互运动的联系和影响。因此,本文建立底盘中的3个系统的数学模型,分析各系统间的相互影响。

1 底盘系统的数学模型

1.1 整车动力学模型

悬挂质量运动的模型采用7自由度,其模型如图1所示。建模时作以下规定:以过悬挂质量质心垂直于地面的轴为 Z 轴,车辆前进方向为 X 轴,以垂直于 X 轴和 Z 轴且过质心的直线为 Y 轴。考虑到当汽车转向(制动)时,悬挂质量的惯性力形成了侧倾(俯仰)角加速度,以及当转向和制动同时进行,又存在着俯仰、侧倾和车身垂直加速度的耦合,可以建立侧倾、俯仰运动方程以及其他运动方程。

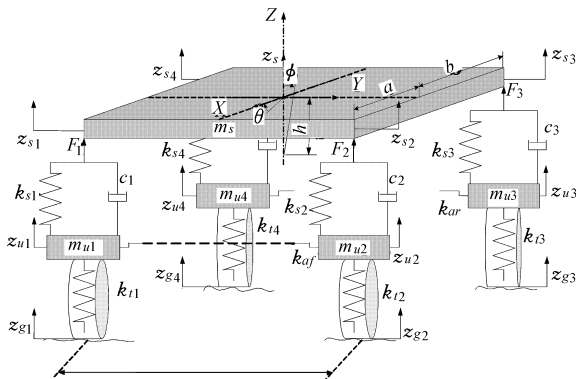


图1 整车运动模型

Fig. 1 Motion model of the vehicle

侧倾运动方程为

$$\begin{aligned} & (I_x + m_s H^2) (\ddot{\phi} - \dot{\theta} \dot{\omega} - \dot{\theta} \omega) - (I_y + m_s H^2) (\dot{\theta} \omega + \phi \omega^2) - (I_{xz} + m_s H L_s) \omega + (I_z + m_s L_s^2) \dot{\theta} \dot{\omega} + \\ & I_z (\dot{\theta} \omega + \phi \omega^2) - m_s (\dot{v} + u \omega) (H - L_s \theta) = \sum MX \end{aligned} \quad (1)$$

$$\text{其中} \quad \sum MX = (F_2 + F_3 - F_1 - F_4) d \quad (2)$$

垂直运动模型

$$m_s (\ddot{z}_s - L_s \ddot{\theta}) = \sum F_i \quad (3)$$

$$\text{其中} \quad F_1 = k_{s1} (z_{u1} - z_{s1}) + c_1 (\dot{z}_{u1} - \dot{z}_{s1}) - \frac{k_{af}}{2d} \left(\phi - \frac{z_{u2} - z_{u1}}{2d} \right) \quad (4)$$

$$F_2 = k_{s2} (z_{u2} - z_{s2}) + c_2 (\dot{z}_{u2} - \dot{z}_{s2}) + \frac{k_{af}}{2d} \left(\phi - \frac{z_{u2} - z_{u1}}{2d} \right) \quad (5)$$

$$F_3 = k_{s3} (z_{u3} - z_{s3}) + c_3 (\dot{z}_{u3} - \dot{z}_{s3}) + \frac{k_{ar}}{2d} \left(\phi - \frac{z_{u3} - z_{u4}}{2d} \right) \quad (6)$$

$$F_4 = k_{s4} (z_{u4} - z_{s4}) + c_4 (\dot{z}_{u4} - \dot{z}_{s4}) - \frac{k_{ar}}{2d} \left(\phi - \frac{z_{u3} - z_{u4}}{2d} \right) \quad (7)$$

$$m_{ui} \ddot{z}_{ui} = k_{ii} (z_{gi} - z_{ui}) - F_i \quad (i = 1 \sim 4) \quad (8)$$

当俯仰角 θ 、侧倾角 ϕ 在小范围内,近似有

$$z_{s1} = z_s - a\theta - d\phi \quad (9)$$

$$z_{s2} = z_s - a\theta + d\phi \quad (10)$$

$$z_{s3} = z_s + b\theta + d\phi \quad (11)$$

$$z_{s4} = z_s + b\theta - d\phi \quad (12)$$

俯仰运动方程为

$$\begin{aligned} & (I_y + m_s H^2) (\ddot{\theta} + \phi \dot{\omega} + \dot{\phi} \omega) + (I_x + m_s H^2) (\dot{\phi} \omega - \theta \omega^2) - (I_{xz} + m_s H L_s) \omega^2 + (I_z + m_s L_s^2) \theta \omega^2 - \\ & I_z (\dot{\phi} \omega + \phi \dot{\omega}) + m_s (\dot{u} - v \omega) (H - L_s \theta) - \\ & m_s L_s \ddot{z}_s + m_s L_s^2 \ddot{\theta} = \sum MY \end{aligned} \quad (13)$$

$$\text{其中} \quad \sum MY = b(F_3 + F_4) - a(F_1 + F_2) \quad (14)$$

式中 I_x, I_y, I_z ——悬挂质量的侧倾、俯仰和横摆转动惯量

I_{xz} ——悬挂质量对过其质心纵轴和垂直轴的惯性积

m_s ——悬挂质量 z_{gi} ——路面位移

H ——悬挂质量质心到侧倾轴的垂直高度

L_s ——悬挂质量质心到整车质心的纵向距离

u ——汽车纵向运动速度

v ——汽车侧向运动速度

a, b ——前、后轮到质心距离

d ——1/2 轮距

F_1, F_2, F_3, F_4 ——各悬架对车身作用力

k_{af}, k_{ar} ——前、后轴当量侧倾刚度

其他参数的物理意义如图1所示。

1.2 制动系统数学模型

由于底盘3个系统有复杂的运动状况,所以在建立制动系统的数学模型时,要充分考虑到车辆的纵向加速度、侧向加速度和车身侧倾对车辆载荷的影响。垂直载荷发生变化会导致各车轮的侧向力和纵向力都发生变化。所以考虑转向时的汽车制动模型为

$$m \dot{u} = - (F_{x1} \cos \delta_f + F_{x2} \cos \delta_f + F_{y1} \sin \delta_f + F_{y2} \sin \delta_f + F_{x3} + F_{x4}) \quad (15)$$

式中,各车轮侧向力和纵向力可由1.3节中轮胎模型求出,各参数的意义可参考图2。

制动力矩的数学模型^[7]为

$$T_{bi} = [4F_b i_b \eta_p B / (\pi D_m^2) - p_0] A_{wc} \eta B_{fi} R \quad (16)$$

式中 m ——整车质量 F_b ——踏板力

i_b ——制动杠杆比 η_p ——操纵机构效率

B ——助力器助力比

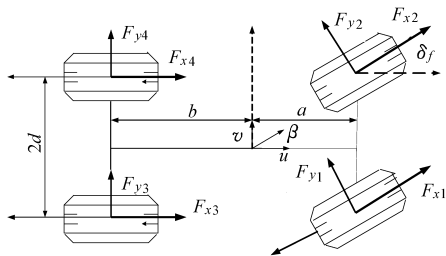


图 2 转向运动图
Fig. 2 Motion structure of steering

D_m ——制动主缸直径
 p_0 ——推出压耗 A_{wc} ——制动分泵面积
 η ——分泵效率 B_{fi} ——制动器效能因素
 R ——车轮制动鼓半径

考虑载荷的转移以及与非簧载质量和悬架参数有关的向心力,可得车轮垂直载荷计算公式为^[8]

$$F_{z1} = \frac{1}{L} \left[bg + \dot{u}h_o + \ddot{v} \frac{h_o \left(b - \frac{h_o}{L} \right)}{R_0} \right] m/2 + \dot{v}k_{af}m_s \quad (17)$$

$$F_{z2} = \frac{1}{L} \left[bg + \dot{u}h_o + \ddot{v} \frac{h_o \left(b - \frac{h_o}{L} \right)}{R_0} \right] m/2 - \dot{v}k_{af}m_s \quad (18)$$

$$F_{z3} = \frac{1}{L} \left[ag - \dot{u}h_o - \ddot{v} \frac{h_o \left(b - \frac{h_o}{L} \right)}{R_0} \right] m/2 + \dot{v}k_{ar}m_s \quad (19)$$

$$F_{z4} = \frac{1}{L} \left[ag - \dot{u}h_o - \ddot{v} \frac{h_o \left(b - \frac{h_o}{L} \right)}{R_0} \right] m/2 - \dot{v}k_{ar}m_s \quad (20)$$

式中 L ——轴距 R_0 ——转向半径
 h_o ——车辆质心到侧倾轴线的距离

在这里以轮 1 为例,定义 $m\dot{u}h_o/(2L)$ 为纵向惯性力, $\left[\ddot{v} \frac{h_o \left(b - \frac{h_o}{L} \right)}{R_0} \right] m/(2L) + \dot{v}k_{af}m_s$ 为侧向惯性力。上述 2 惯性力是影响载荷变化的主要原因。从 3 个系统运动相互关系图(图 3)和 3 个系统运动参数分析图(图 4)可看出,当汽车处于转向工况时,由于前轮转角变化会导致侧向力变化,同时形成整车的侧向运动(产生侧向加速度),从而导致轮胎载荷中侧向惯性力的变化(式(22)和式(17)~(20)),载荷的变化又会影

响纵向力的变化,导致制动距离发生变化;当转向制动时,悬架运动的纵向惯性力也会导致前后轮载荷变化,前后轮的纵向力也发生变化;另外,当轮胎工作于饱和状态时,侧向力的增加也会导致纵向力的减小,相应导致制动距离的增加,

降低了汽车的安全性。

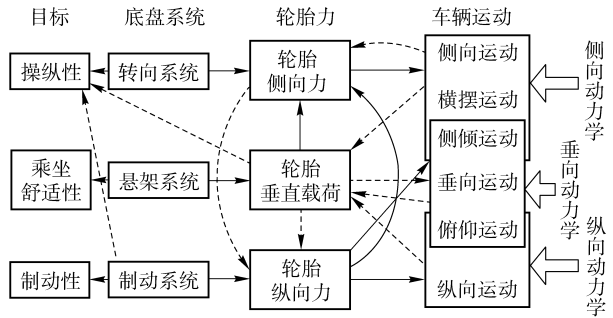


图 3 3 个系统运动相互关系图
Fig. 3 Motion relationship of three systems

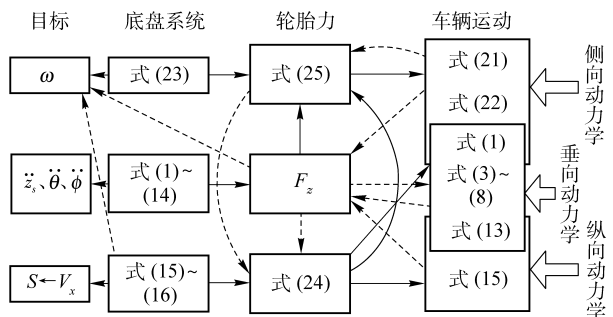


图 4 3 个系统运动参数分析图
Fig. 4 Structure of motion parameters of three systems

1.3 汽车操纵动力学模型

当汽车处于转向制动时,由制动时悬挂质量惯性产生的纵向加速度和转向时产生的侧向加速度均会导致纵向惯性力和侧向惯性力的变化,相应导致车轮垂直载荷的变化(式(17)~(20)),相应轮胎的侧向力也发生变化,最终会使车身的横摆角速度发生变化,降低了汽车的稳定性和安全性。因此,在建立转向系统的运动模型时,最关键的是建立起非线性的纵向力和侧向力模型(即轮胎模型)。考虑侧向、纵向及横摆运动 3 个自由度,不考虑坡度阻力和迎风阻力,车辆转向运动如图 2 所示。其中,轮胎和地面的相互作用力可分解为纵向力 F_{xi} 和侧向力 F_{yi} 。则车辆动力学方程为

$$m(\dot{u} - v\omega) = F_{xf}\cos\delta_f + F_{xr} - F_{yf}\sin\delta_f \quad (21)$$

$$m(\dot{v} + u\omega) = F_{xf}\sin\delta_f + F_{yr} + F_{yf}\cos\delta_f \quad (22)$$

$$I_z\dot{\omega} = a(F_{xf}\sin\delta_f + F_{yf}\cos\delta_f) - bF_{yr} \quad (23)$$

其中 $F_{xf} = F_{x1} + F_{x2}$ $F_{yf} = F_{y1} + F_{y2}$ $F_{xr} = F_{x3} + F_{x4}$

为了建立载荷变化、滑移率、侧倾角、车速等与侧向力和纵向力的关系,本文采用 Dugoff 非线性轮胎模型^[9],其输入为轮胎法向反力(即垂直载荷)、轮胎侧偏角、车速以及滑移率,输出为纵向力 F_x 、侧向力 F_y 。其模型可描为

$$F_x = -\frac{C_s S}{1 - S} f(\lambda) \quad (24)$$

$$F_y = -\frac{C_\alpha \tan \alpha}{1-S} f(\lambda)$$

(25)

$$\lambda = \frac{\mu F_z (1 - \varepsilon u \sqrt{S^2 + \tan^2 \alpha}) (1 - S)}{2 \sqrt{C_s^2 S^2 + C_\alpha^2 \tan^2 \alpha}}$$

(26)

$$f(\lambda) = \begin{cases} \lambda (2 - \lambda) & (\lambda < 1) \\ 1 & (\lambda \geq 1) \end{cases}$$

(27)

式中 F_x 、 F_y ——对应的单轮纵向力和侧向力
 S ——滑移率 α ——侧偏角
 C_α ——纵向侧偏刚度 μ ——附着系数
 ε ——附着折减系数
 C_s ——侧偏刚度

2 仿真结果分析和启示

以上述理论分析为基础,在 Matlab/Simulink 中建立 3 个系统的数学模型,模型搭建过程中的连接参照图 3 和图 4。路面输入详见文献[10]。仿真时采用 4 阶 Runge - Kutta 法,计算步长为 0.01。部分参数采用某车型参数(表 1,其他参数见文献[8, 10]),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。

2.1 仿真计算结果分析

2.1.1 转向、制动系统运动对悬架系统性能的影响

悬架系统的主要评价指标是车身振动的垂直加速度。俯仰角加速度和侧倾角加速度,影响整车平顺性的因素主要是两个方面,一是悬架本身的结构参数,另外一个是在车辆行驶过程中转向或制动运

动对平顺性的影响。

表 1 车辆部分参数

Tab.1 Part of vehicle parameters

参数	数值
悬挂质量质心到侧倾轴的垂直高度 H/m	0.16
悬挂质量质心到整车质心的纵向距离 L_s/m	0.12
悬挂质量对纵轴和垂直轴的惯性积 $I_{xz}/\text{kg}\cdot\text{m}^2$	1 436
车轮纵向侧偏刚度 $C_\alpha/\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$	80 000
车轮侧偏刚度 $C_s/\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$	26 000
附着系数 μ	0.78
附着折减系数 ε	0.12

图 5a 是在车速为 60 km/h 时 4 种刚度值依次增大下车身垂直加速度时域图。从图上可以看出,随着刚度的增大,悬架垂直加速度先减小后增大,有一个最小值,即有一个合理的刚度值,使得悬架垂直加速度最小。可见减小悬架的刚度,可以减小悬架垂直加速度最大值,同时均方根值也会减小,这对平顺性和操纵稳定性都有利,但若刚度过大,就会使得悬架加速度均方根值增大,影响平顺性。不同阻尼的情况下亦是如此。

转向或制动也会对悬架性能造成影响。为得到转向对悬架的影响,根据国家标准 GB/T 6323.2—94 对操纵稳定性中车身侧偏的试验要求,在最高车速的 70% 时(仿真时采用 60 km/h),以角速度 200(°)/s 转动转向盘,然后给转向盘一个三角脉冲转角输入(图 5b)。

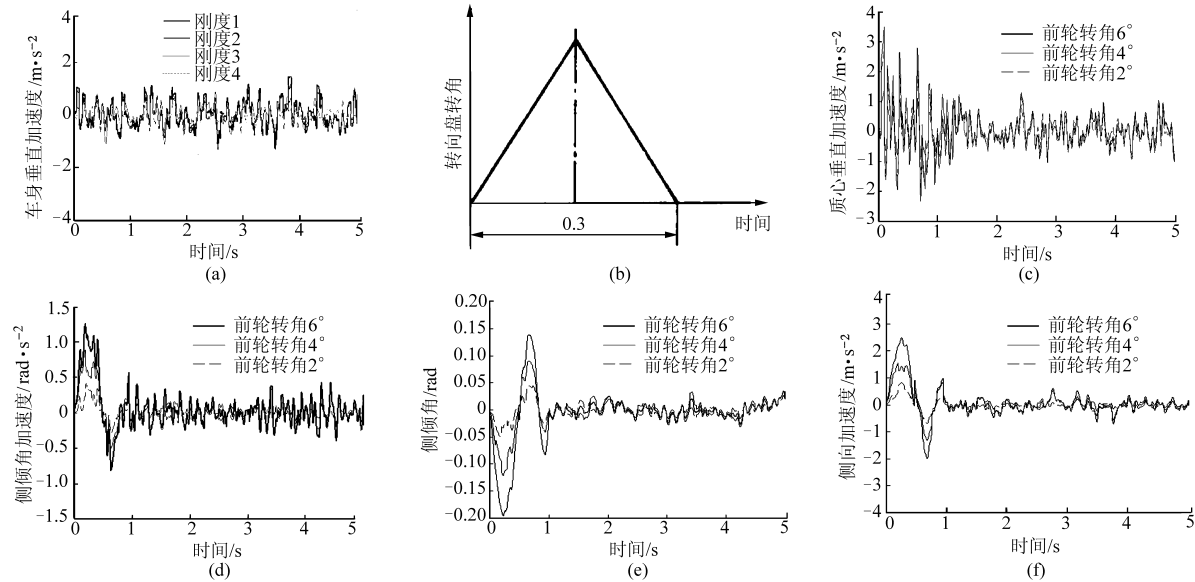


图 5 悬挂质量参数变化曲线

Fig.5 Variation curves of suspension mass parameters

(a) 三角脉冲输入 (b) 车身垂直加速度 (c) 车身垂直加速度响应 (d) 车身侧倾角加速度 (e) 车身侧倾角 (f) 车身侧向加速度

图 5c ~ 5f 是 3 种最大前轮转角时车身各参数变化时域图。经计算,在转向的整个过程中,随着最大车轮转角的增大(分别为 2°、4°和 6°),车身质心垂直加速度均方根值分别为 0.44、0.62、0.93 m/s²,

最大值也从 1.37 m/s^2 增加到 3.51 m/s^2 ；侧倾角加速度也在相应的增加,并且正的车轮转角产生负的车身侧倾角加速度。

为得到制动对车身俯仰的影响,根据汽车行业

标准 QC/T 582—1999 对制动性的试验要求,以初速度为 60 km/h 时,在最大管路压力下制动。图 6a 是在车速为 60 km/h 稳速行驶时和制动时的车身俯仰仿真曲线比较图。

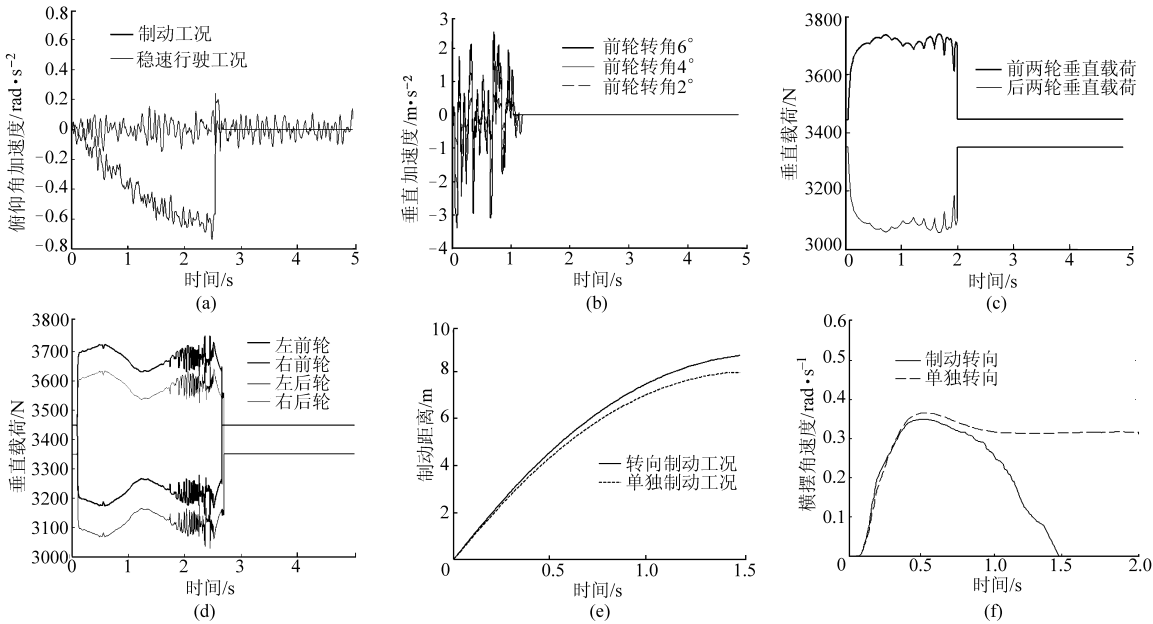


图 6 制动工况下各参数时域图

Fig. 6 Curves of parameters on braking condition

(a) 初始车速一定时俯仰角加速度 (b) 质心垂直加速度 (c) 制动时车轮的垂直载荷
(d) 转向时车轮的垂直载荷 (e) 初始车速 40 km/h 时的制动距离 (f) 横摆角速度

从时域分析图可看出,车身俯仰角加速度随车速变化很大,在制动时间内,制动时俯仰角加速度均方根值(0.37 rad/s^2)比稳速行驶时(0.12 rad/s^2)大 208% ,最大值分别为 0.75 rad/s^2 和 0.19 rad/s^2 ,对汽车的乘坐舒适性产生很大的负面影响,这就是多数车辆在制动时形成“点头”的原因。转向制动工况是车辆行驶时最复杂的工况,国标中对此工况没有相关的试验标准,为得到转向制动对乘坐舒适性的影响,根据实车行驶的经验 and 试验的可能性,在车速为 40 km/h 时转向制动,得到图 6b,经计算,3 种前轮转角输入下制动后的车身垂直加速度的幅值分别在 0.9 、 2.31 和 3.8 m/s^2 ,均方根值分别为 0.21 、 0.64 和 0.88 ,比较明显的一点是负值相对正值的绝对值要大,也就是说,方向向下的加速度值比向上的要大。

2.1.2 转向、悬架系统运动对制动系统性能的影响

车轮的垂直载荷包括动载荷和静载荷,静载荷是一定的,动载荷则随着纵向和侧向加速度的变化而变化。而载荷的变化又影响到整车侧向力和纵向力的变化。因此分析车轮垂直载荷的变化对整车性能的分析尤为重要。图 6d 是在车速一定时,前轮转角 10° 时的各车轮垂直载荷变化时域图;图 6c 是车速为 80 km/h 紧急制动时各车轮的垂直载荷变化曲

线。

由图 6c 和图 6d 可以看出,由于左右轮的垂直载荷变化值可以相互抵消,所以纵向力理论上是不会发生变化的。但是由于侧向力的增加会导致纵向力的减小,所以制动距离依然会发生变化(图 6e)。由图中可以看到转向工况下的制动距离比单独制动下的距离多 0.71 m (8.76%)。

2.1.3 制动、悬架系统运动对转向系统性能的影响

制动对转向系统的影响主要体现在转向制动过程中车身横摆角速度的变化。图 6f 是车速 40 km/h 单独转向和制动转向时的车身横摆角速度响应图。从图中可看出,车辆转向制动时的横摆角速度和单独制动时车身横摆角速度均方根值分别为 0.216 、 0.306 rad/s ,最大值分别为 0.349 rad/s 和 0.365 rad/s ,最大值和均方根值的减小主要有两个原因:一是当轮胎工作于饱和状态时,制动力的增加会引起侧向力的减小,从而使横摆角速度减小,所以最大值减小,二是因为制动时的车速减小,横摆角速度在达到最大值后逐渐趋于零。

2.2 启示

从上述分析可以看出:整车的平顺性不仅取决于悬架刚度和阻尼,而且取决于车辆不同车速、不同转角以及是否制动等运动工况;对于整车的操纵稳

定性,要想在高速或转向制动时达到最优,必须充分考虑载荷变化所引起的不同车轮的侧向力变化;对于制动时的安全性,也要考虑载荷变化引起的纵向力的变化。

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,在某轿车上进行了试验验证:试验时,数据采集仪器采用 CDSP 动态数据采集系统(图 7),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俯仰角速度信号,处理时进行一次微分变成角加速度信号。

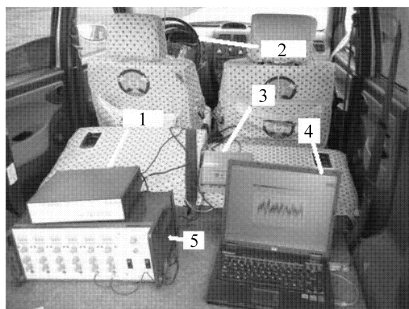


图 7 动态数据采集仪

Fig.7 Data-acquisition equipment

1. 动态数据采集仪 2. 转角转矩传感器 3. 无线信号接收器
4. 采集用计算机 5. 电荷放大器

3.2 试验条件与数据处理方法

按照国标 GB/T4970—1996 对汽车平顺性试验的要求,在某 B 级路面($6.4 \times 10^{-5} \text{ m}^3$)上行驶,为得到车身的侧倾与转向的关系,结合国标 GB/T 6323.2—94 对操纵稳定性中车身侧偏的试验要求,测试车身在不同方向盘转角时的侧倾角加速度;同样根据国标 GB 12676—1999 对制动的要求,在制动初速度 40 km/h 制动(国标规定最高车速的 30%),测试车身的俯仰角加速度;试验结果如图 8~11 所示。从图中的趋势可以看出,随着车轮转角的输入,车身的侧倾和垂直振动的趋势都和仿真曲线基本吻合,证明了仿真的正确性。

4 结束语

建立了整车的悬架、转向和制动系统的数学模

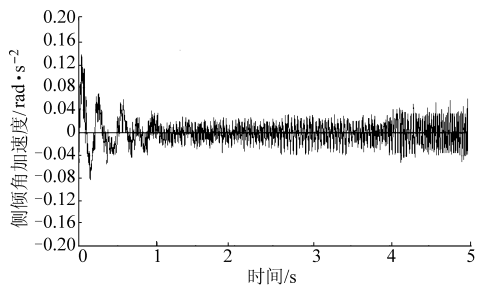


图 8 车轮转角 6° 车身侧倾角加速度

Fig.8 Vehicle body pitch angular acceleration of 6° wheel steering angle

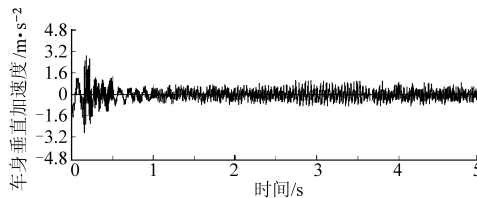


图 9 车轮转角 6° 车身垂直加速度

Fig.9 Vehicle body vertical acceleration of 6° wheel steering angle

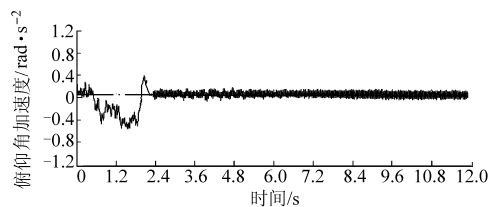


图 10 40 km/h 制动时对应的俯仰角加速度

Fig.10 Vehicle rolling angular acceleration of braking in 40 km/h

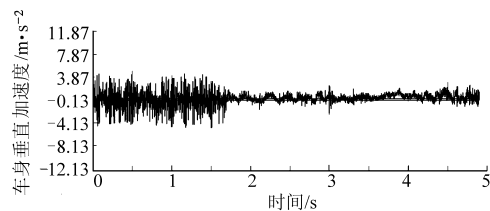


图 11 转向制动时的车身垂直加速度

Fig.11 Vehicle body vertical acceleration in steering and braking

型,深入分析了转向以及制动工况下的整车性能指标的变化规律,通过试验对所做的仿真进行了部分验证,试验结果与仿真的趋势相吻合,论证了所做仿真的正确性,为底盘多系统的进一步研究提供了参考。

参 考 文 献

- 1 Yoshimura T, Emoto Y. Steering and suspension system of a full car model using fuzzy reasoning based on single input rule modules[J]. International Journal of Vehicle Autonomous Systems, 2003, 1(2): 237 ~ 254.
- 2 Harada M, Harada H. Analysis of lateral stability with integrated control of suspension and steering systems[J]. JSAE Review, 1999, 20(4): 465 ~ 470.
- 3 Lim E, Hedrick J. Lateral and longitudinal vehicle control coupling for automated vehicle operation[C] // Proceedings of

American Control Conference, 1999:3 676 ~ 3 680.

4 Chen Wuwei, Xiao Hansong. Integrated control of automotive electrical power steering and active suspension systems based on random sub-optimal control[J]. Int. J. Vehicle Design,2006, 42(3 ~ 4): 370 ~ 391.

5 牛礼民,陈龙,赵又群,等. 车辆底盘集成控制系统的电动机控制[J]. 农业机械学报,2008,39(12):27 ~ 30,44.
Niu Limin,Chen Long,Zhao Youqun, et al. Motor control in vehicle chassis integrated control system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008,39(12):27 ~ 30,44. (in Chinese)

6 王启瑞,刘立强,陈无畏. 基于随机次优控制的汽车电动助力转向与主动悬架集成控制[J]. 中国机械工程,2005, 16(8):743 ~ 747.
Wang Qirui, Liu Liqiang, Chen Wuwei. Integrated control of automotive electrical power steering system and suspension system based on random sub-optimal control[J]. China Mechanical Engineering, 2006,16(8):743 ~ 747. (in Chinese)

7 初长宝, 陈无畏. 汽车底盘系统分层式协调控制[J]. 机械工程学报,2008,44(2):163 ~ 168.
Chu Changbao, Chen Wuwei. Vehicle chassis system based on layered coordinated control[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008,44(2):163 ~ 168. (in Chinese)

8 喻凡,林逸. 汽车系统动力学[M]. 北京:机械工业出版社,2005.

9 Dugoff H, Fancher P S. An analysis of tire traction properties and their influence on vehicle dynamic performance[C]. SAE Paper 700377, 1970.

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 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)

(上接第 17 页)

3 Reza Karbalaee Mohammad Ali, Tabatabaei S H, Ghaffari Ali, et al. Integrated control of AFS and DYC in the vehicle yaw stability management system using fuzzy logic control[C]. SAE Paper 2008-01-1262, 2008.

4 Baslamisli S C. Gain-scheduled integrated active steering and differential control for vehicle handling improvement[J]. Vehicle System Dynamics, 2009, 47(1):99 ~ 119.

5 郭孔辉. 汽车操纵动力学[M]. 长春:吉林科学技术出版社,1991.

6 Rajesh Rajamani. Vehicle dynamics and control[M]. Springer, 2006.

7 白方舟,庞国仲. 多变量频域理论与设计技术[M]. 北京:国防工业出版社,1988.

8 庞国仲,白方舟,濮洪钧. 多变量控制系统实践[M]. 合肥:中国科学技术大学出版社,1990.

9 朱冰,赵健,李静,等. 面向牵引力控制系统的 AMESim 与 MATLAB 联合仿真平台[J]. 吉林大学学报:工学版,2008, 38(增刊):23 ~ 27.
Zhu Bing, Zhao Jian, Li Jing, et al. Co-simulation platform with AMESim and MATLAB for traction control system[J]. Journal of Jilin University:Engineering and Technology Edition, 2008,38(Sup.):23 ~ 27. (in Chinese)

10 牛礼民,陈龙,赵又群,等. 车辆底盘集成控制系统的电动机控制[J]. 农业机械学报,2008,39(12):27 ~ 30,44.
Niu Limin,Chen Long,Zhao Youqun, et al. Motor control in vehicle chassis integrated control system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008,39(12):27 ~ 30,44. (in Chinese)