

DOI: 10.16452/j.cnki.sdkjzk.2021.03.012

文章编号:1672-3767(2021)03-0096-09

基于频率响应特性的汽车操纵稳定性分析

张丽霞,郑超艺,潘福全,张文彩,刘家琪

(青岛理工大学 机械与汽车工程学院,山东 青岛 266520)

摘要:为了研究汽车操纵稳定性的影响机理,基于 MATLAB/Simulink 软件,建立了横摆角速度和质心侧偏角的频率响应模型,对模型进行稳定性、动态响应和准确性分析。基于横摆角速度和质心侧偏角的频率响应函数,对操纵稳定性的影响因素进行仿真分析。仿真结果表明:随着纵向车速和载荷的减小,操纵稳定性有所提高;在低频段较高的前轮侧偏刚度和较低的后轮侧偏刚度,在中高频段较低的前轮侧偏刚度和较高的后轮侧偏刚度,有利于改善汽车的操纵稳定性。探究各种因素对操纵稳定性的影响,为汽车的开发 and 设计提供参考。

关键词:汽车;操纵稳定性;频域分析;横摆角速度;质心侧偏角

中图分类号:U461.6

文献标志码:A

Analysis of vehicle handling stability based on frequency response characteristics

ZHANG Lixia, ZHENG Chaoyi, PAN Fuquan, ZHANG Wencai, LIU Jiaqi

(School of Mechanical & Automotive Engineering, Qingdao University of Technology, Qingdao, Shandong 266520, China)

Abstract: In order to study the influence mechanism of vehicle handling stability performance, the frequency response model of yaw velocity and the sideslip angle was established based on MATLAB/Simulink software, and the stability, dynamic response and accuracy of the model were then analyzed. Based on the frequency response function of yaw velocity and the sideslip angle, the influence factors of vehicle handling stability were simulated. The simulation results show that the vehicle handling stability is improved with the decrease of its longitudinal speed and load. Higher cornering stiffness of front wheel and lower cornering stiffness of rear wheel in low frequency band and lower cornering stiffness of front wheel and higher cornering stiffness of rear wheel in the middle and high frequency band can improve the vehicle handling stability. By exploring various influence factors of vehicle handling stability, the study can provide references for the development and design of vehicles.

Key words: vehicle; handling stability; frequency-domain analysis; yaw velocity; sideslip angle

操纵稳定性是现代汽车高速驾驶的“生命线”。随着汽车工业的发展,汽车的操纵稳定性已经成为企业在汽车研发时考虑的重要性能因素。Zhang 等^[1]基于二自由度车辆模型,研究正弦波输入条件下平衡点和相平面轨迹的变化。结果表明,相平面分析可以很好地用于分析车辆的操纵稳定性。Flavio 等^[2]讨论了两种不同的方法,一种是数值方法(相平面),另一种是图形方法(处理图)。数值模型表示完整的四轮车,图形模型表示自行车,分析质心纵向位置、轮胎侧偏刚度对车辆稳定性的影响。Shi 等^[3]基于车辆转向动力学理论,针对前轮角阶跃输入,在不同车速条件下,对车辆的横摆角速度等状态变量响应进行仿真分析,得到三种车速下状态变量在时域内的响应曲线。文献[4-5]基于汽车二自由度操纵稳定性模型,设计开发相应的控制算法,采用时域分析方法仿真分析汽车的操纵稳定性和控制器的鲁棒性。Hussein 等^[6]为了有效提高车辆的操纵稳定性、安全性和乘坐舒适性,提出一种协调控制策略,基于双移线和 J 型弯两种关键的驾驶工况,通

收稿日期:2020-04-07

基金项目:国家自然科学基金项目(51505244);山东省重点研发计划项目(2018GGX105009);中国博士后科学基金资助项目(2016M590626);青岛市博士后应用研究项目(2015224)

作者简介:张丽霞(1978—),女,湖北天门人,副教授,博士,主要从事车辆动力学分析与控制.E-mail: zlxzhanglixia@163.com

过时域分析方法对车辆的操纵稳定性进行仿真分析。田萌健等^[7]提出轮边底盘系统设计方案,对悬架的刚度、阻尼及零部件结构进行设计,考虑汽车的侧向动力学稳定性,基于时域分析仿真验证了设计的轮边底盘结构能够提高汽车的操纵稳定性。唐中华等^[8]基于传递路径分析法建立了车辆虚拟传递路径分析模型,采用频率分析方法预测车内声学振动响应,得出在 38 Hz 处驾驶员右耳声压达到最大值以及在 59 Hz 处驾驶员座椅导轨振动处于较大峰值。李杰等^[9]应用 MATLAB 软件开发了军用车辆随机振动分析软件,基于频率响应曲线,对采用虚拟激励法的军用汽车进行随机振动分析,结果表明此方法是简便且有效的。索明何等^[10]为了验证某新型汽车蓄电池支架是否满足设计要求,基于频率分析方法对该蓄电池支架进行强度分析与优化设计,并通过整车道路耐久试验,结果表明所设计的蓄电池支架的优化方案满足要求。尽管人们为改善汽车的操纵稳定性做了大量研究,但现有的研究往往采用时域分析的方法研究不同车辆参数和控制策略对汽车操纵稳定性的影响,或是采用频率响应方法对车辆的噪声振动和结构强度进行分析,目前没有基于频率响应函数和频率响应模型对汽车操纵稳定性进行分析的研究。采用频率响应方法对操纵稳定性进行分析,能够反映驾驶员以不同频率转动方向盘时,汽车横摆角速度和质心侧偏角的失真程度,更好地反映汽车的操纵稳定性。

本研究基于 MATLAB/Simulink 软件,采用频域分析方法,建立横摆角速度和质心侧偏角的频率响应数学模型和 Simulink 模型,对模型进行稳定性、动态响应和准确性分析。基于频率响应函数和频率响应模型,通过车辆转角脉冲响应的 Bode 图分析不同车速、载荷和前后轮胎侧偏刚度对汽车操纵稳定性的影响,为车辆设计初期的参数设计提供参考,对实车操纵稳定性实验具有一定的指导意义。

1 建立二自由度汽车数学模型

1.1 二自由度汽车模型的微分方程

建立数学模型过程中,以前轮转角作为输入,忽略转向系统传动比的影响;假设车体垂向的位移、俯仰角和侧倾角为零,忽略悬架系统的影响;汽车的纵向速度为常量^[11]。将汽车简化成只有侧向运动和横摆运动两个自由度的线性定常系统。

令汽车的质心和车辆坐标系的原点重合,如图 1 所示。由图 1 计算可知二自由度汽车运动微分方程:

$$\begin{cases} m(\dot{v} + u\omega_r) = -k_1\delta + (k_1 + k_2)\beta + \frac{(ak_1 - bk_2)}{u}\omega_r, \\ I_z\dot{\omega}_r = -ak_1\delta + (ak_1 - bk_2)\beta - \frac{(a^2k_1 + b^2k_2)}{u}\omega_r. \end{cases} \quad (1)$$

其中, m 为车辆载荷, \dot{v} 为侧向加速度, u 为纵向车速, ω_r 为横摆角速度, $\dot{\omega}_r$ 为横摆角加速度, k_1 为前轮侧偏刚度, k_2 为后轮侧偏刚度, δ 为前轮转角, β 为质心侧偏角, a 为质心至前轴的距离, b 为质心至后轴的距离, $I_z\dot{\omega}_r$ 为车辆的转动惯量。

1.2 横摆角速度的频率响应函数

将前轮角脉冲作为系统输入,汽车的横摆角速度作为输出,则运动微分方程为:

$$M\ddot{\omega}_r + h\dot{\omega}_r + c\omega_r = b_1\dot{\delta} + b_0\delta, \quad (2)$$

其中: $M = m \times I_z \times u$; $h = -m \times (a^2 \times k_1 + b^2 \times k_2) - I_z \times (k_1 + k_2)$; $c = m \times u \times (a \times k_1 - b \times k_2) + (L^2 \times k_1 \times k_2 / u)$; $b_1 = -m \times u \times a \times k_1$; $b_0 = L \times k_1 \times k_2$ 。

式(2)是横摆角速度强迫振动微分方程,通常写作:

$$\ddot{\omega}_r + 2\omega_n\zeta\dot{\omega}_r + \omega_n^2\omega_r = B_1\dot{\delta} + B_0\delta. \quad (3)$$

其中, $\omega_n = c/M$, $\zeta = h/2\omega_n \times M$, $B_1 = b_1/M$, $B_0 = b_0/M$, ω_n 称为系统自然圆频率, ζ 称为系统的阻尼比。

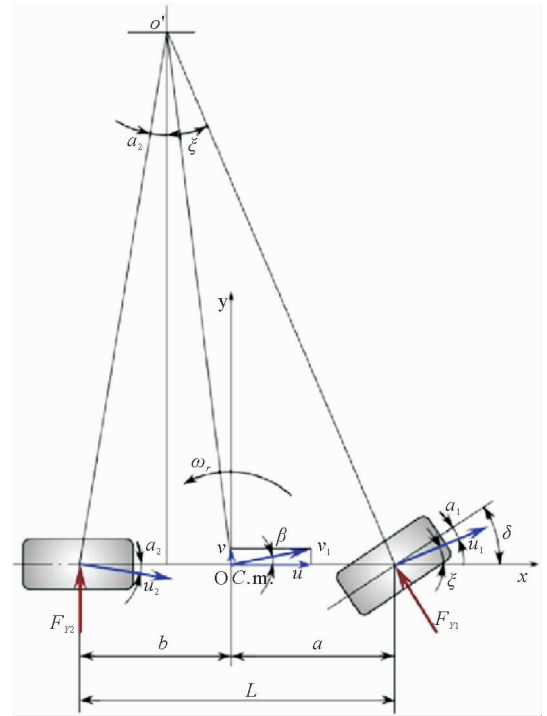


图 1 二自由度汽车模型

Fig. 1 Two degree of freedom vehicle model

设系统输入和输出的时间函数分别为 $\delta(t)$ 和 $\omega_r(t)$, 其傅里叶变换为:

$$\begin{cases} \omega_r(\omega) = \int_0^{\infty} \omega_r(t) e^{-j\omega t} dt, \\ \delta(\omega) = \int_0^{\infty} \delta(t) e^{-j\omega t} dt. \end{cases} \quad (4)$$

对式(3)进行傅里叶变换, 得到系统的横摆角速度频率响应函数:

$$G(\omega) = \frac{\omega_r(\omega)}{\delta(\omega)} = \frac{B_1 j\omega + B_0}{-\omega^2 + 2\omega_n \xi j\omega + \omega_n^2} = B(\omega) + C(\omega)j. \quad (5)$$

则横摆角速度幅频特性为:

$$A(\omega) = \sqrt{[B(\omega)]^2 + [C(\omega)]^2}. \quad (6)$$

横摆角速度的相频特性为:

$$\Phi(\omega) = \arctan \frac{B(\omega)}{C(\omega)}. \quad (7)$$

横摆角速度频率响应函数还可以表示为输出和输入幅值比的模和相角差乘积的形式:

$$\begin{cases} G(\omega) = |G(\omega)| \angle G(\omega), \\ |G(\omega)| = \frac{|\omega_r(\omega)|}{|\delta(\omega)|}, \\ \angle G(\omega) = \angle \omega_r(\omega) - \angle \delta(\omega). \end{cases} \quad (8)$$

1.3 质心侧偏角的频率响应函数

将前轮角脉冲作为系统输入, 汽车的质心侧偏角作为响应输出, 则运动微分方程为:

$$M\ddot{\beta} + h\dot{\beta} + c\beta = b_3\dot{\delta} + b_2\delta, \quad (9)$$

其中: $b_3 = k_1 \times I_z$; $b_2 = (m \times u \times a \times k_1) + (b \times L \times k_1 \times k_2 / u)$ 。

式(9)是质心侧偏角强迫振动微分方程, 通常写作:

$$\ddot{\beta} + 2\omega_n \xi \dot{\beta} + \omega_n^2 \beta = B_3 \dot{\delta} + B_2 \delta, \quad (10)$$

其中: $B_3 = b_3 / M$; $B_2 = b_2 / M$,

设系统输入和输出的时间函数分别为 $\delta(t)$ 和 $\beta(t)$, 其傅里叶变换为:

$$\begin{cases} \beta(\omega) = \int_0^{\infty} \beta(t) e^{-j\omega t} dt, \\ \delta(\omega) = \int_0^{\infty} \delta(t) e^{-j\omega t} dt. \end{cases} \quad (11)$$

对式(10)进行傅里叶变换, 得到系统的质心侧偏角频率响应函数:

$$G'(\omega) = \frac{\beta(\omega)}{\delta(\omega)} = \frac{B_3 j\omega + B_2}{-\omega^2 + 2\omega_n \xi j\omega + \omega_n^2} = B'(\omega) + C'(\omega)j. \quad (12)$$

则质心侧偏角幅频特性为:

$$A'(\omega) = \sqrt{[B'(\omega)]^2 + [C'(\omega)]^2}. \quad (13)$$

质心侧偏角的相频特性为:

$$\Phi'(\omega) = \arctan \frac{B'(\omega)}{C'(\omega)}. \quad (14)$$

2 建立 MATLAB/Simulink 汽车模型

根据上述频率响应函数, 基于 MATLAB/Simulink 软件建立汽车操纵稳定性仿真模型如图 2 所示。汽车模型的参数如表 1 所示^[12], 利用以上仿真参数在 MATLAB 里编写频率响应函数, 运行 Simulink 模型, 得到横摆角速度伯德图与质心侧偏角伯德图, 通过仿真试验分析不同工况下横摆角速度和质心侧偏角对汽车操纵稳定性的影响。

表 1 汽车仿真参数

Tab. 1 Vehicle simulation parameters

质量 m/kg	转动惯量 $I_z/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	质心至前轴距离 a/m	质心至后轴距离 b/m	前轮侧偏刚度 $k_1/(\text{N} \cdot \text{rad}^{-1})$	后轮侧偏刚度 $k_2/(\text{N} \cdot \text{rad}^{-1})$
1 800	3 885	1.463	1.585	62 618	110 185

3 评价汽车操纵稳定性的频域参数

汽车横摆角速度的频率响应特性反映汽车的横向稳定性,质心侧偏角的频率响应特性直接影响驾驶员的驾驶感受,因此,将这两项评价指标作为系统的输出量^[13]。

为了使汽车具有较好的操纵稳定性,对频率响应特性的要求是:

- 1) 输入频率为零时的零频值即横摆角速度稳态增益应该适当大一些,其大小反映了汽车转向灵敏度;
- 2) 谐振频率应该高一些,谐振频率越高,汽车的操纵稳定性越好;
- 3) 幅频特性曲线应该尽量平坦些,谐振峰值应该较小,避免响应幅值失真程度或超调量过大。谐振峰值和零频值的比值越大,说明系统的相角裕度和阻尼比越小,超调量越大,达到稳态的调节时间也越长;
- 4) 带宽频率应该高些,即通频带应该宽些,以保证响应的反应速度和高频段反应,但是带宽频率也不能太高,否则会降低系统对高频干扰的抵抗能力,通常规定增益降至零频值的 0.707 倍处的频率为带宽频率;
- 5) 相频特性在通频带内的相位超前角和滞后角都应该小一些,以保证汽车在不同频率的方向盘转角输入下有快速灵活的响应^[14]。

4 方向盘角脉冲试验仿真分析

4.1 频率响应特性稳定性分析

根轨迹法是三大分析矫正方法之一,是传递函数的极点在 s 平面相应变化所描绘出来的轨迹^[15]。根轨迹法的优点是直观、形象,可以根据极点的分布情况判断系统的稳定性,适于研究当系统中某一参数变化时的系统性能变化趋势。由根轨迹法可知,当系统的根轨迹全部位于虚轴左侧的时候,系统是稳定的^[16]。由图 3 可知:汽车二自由度模型的频域响应函数的根轨迹全部位于虚轴的左侧,可以判断系统是稳定的。

4.2 频率特性动态响应分析

以汽车的横摆角速度频率特性动态响应为例分析汽车操纵稳定性,系统的对数幅相特性如图 4 所示。由图 4 可知:当频率为零时,系统的横摆角速度增益(零频值)为 4.36 dB,汽车具有一定的转向灵敏度;随着输入频率的增大,幅相特性曲线接近一条水平线,当输入频率达到 4.68 rad/s 时增益曲线出现峰值,汽车达到共振状态,此时的输入频率为系统的谐振频率,谐振频率对应的横摆角速度增益(谐振峰值)为 19.87 dB;

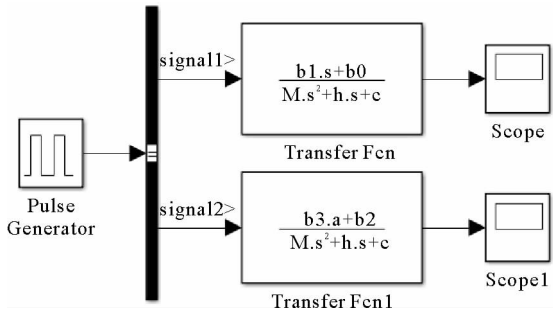


图 2 汽车操纵稳定性仿真模型

Fig. 2 Vehicle handling stability simulation model

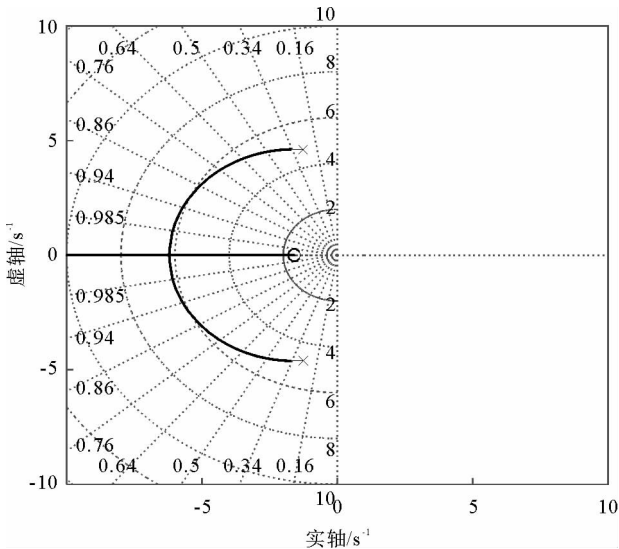


图 3 系统的根轨迹图

Fig. 3 Root locus of the system

随着输入频率继续增大,横摆角速度增益逐渐下降,当增益下降到稳态增益的 0.707 倍时,即增益下降到 3.06 dB 时,输入频率为 18.47 rad/s,称此频率为带宽频率。系统应该具有较高的带宽频率,以保证响应的反应速度和高频段反应。从相频特性曲线可知:在汽车方向盘转动频率较低时,相位角差值为 3° 左右,当快速转动方向盘时,相位角滞后 20° 左右,汽车横摆角速度滞后于方向盘转角,失真度较低,汽车具有较好的操纵稳定性。

4.3 频率响应特性精度分析

稳态误差是系统重要的稳态性能指标,是对系统控制精度的度量^[17]。影响稳态误差的因素有:①系统自身的结构参数;②系统的外作用类型(控制量、扰动量及作用点);③系统的外作用形式(阶跃信号、斜坡信号或加速度信号等)。

对于稳定的系统,研究稳态误差才有意义,所以计算稳态误差以系统稳定为前提^[18]。4.1 节的分析已证明系统是稳定的,本节只讨论系统的原理性误差,不考虑由于非线性等因素引起的误差。由式(2)可知系统的开环传递函数为:

$$G(s) = \frac{b_1 s + b_0}{Ms^2 + hs + c} \quad (15)$$

整理为尾一标准型:

$$G(s) = \frac{b_0/c(b_1/b_0 s + 1)}{M/cs^2 + h/cs + 1} \quad (16)$$

由式(16)可知:系统的开环增益为 $K = b_0/c = 1.65$,系统的型别为零型,由静态误差系数法可知系统的稳态误差为 0.38,符合系统对精度的要求。

5 不同工况下汽车操纵稳定性频域分析

5.1 不同车速下的幅相特性对比

为了分析车速对汽车操纵稳定性的影响,保持系统的其他参数不变,改变汽车的纵向行驶速度,通过 MATLAB/Simulink 仿真分析,得出汽车在行驶速度分别为 $u_1 = 60$ km/h, $u_2 = 80$ km/h, $u_3 = 100$ km/h 工况下的横摆角速度频率幅相特性曲线和质心侧偏角频率幅相特性曲线,如图 5 和图 6 所示,对比分析纵向行驶速度对汽车操纵稳定性的影响。

由图 5 可知:当汽车行驶速度下降 25%,横摆角速度幅值曲线的零频值增加 47.8%,汽车具有较高的转向灵敏度;汽车行驶速度越高,系统的横摆角速度幅频特性曲线的峰值越高,车速下降 25%,横摆角速度谐振峰值与零频值的比值减小 39.9%,此时幅频特性曲线越平坦,汽车动态响应的幅值失真度和超调量越小,汽车达到稳态状态的调节时间越短,系统的动态响应性能越好,具有较好的操纵稳定性;由相频特性曲线可知,当以缓慢的速度转动方向盘时,系统的横摆角速度相位差几乎为零,随着输入频率的增加,输出相位角与输入相位角的差值越来越大。输入达到谐振频率时,相位角差值最大。当车速由 80 km/h 减小到 60 km/h,相位角的差值由 36° 减小到 24° ,此时系统在不同速度的方向盘转角下具有快速灵活的响应。由图 6 可知:当输入频率较低时,汽车的质心侧偏角几乎为零;达到谐振频率时,车速越低,系统的质心侧偏角越小,汽车的纵向车速降低 25%时,质心侧偏角谐振峰值与零频值的比值降低 45.3%,输出的幅值失真度越小,并且系统有较小的相角差。降低车速可以改善系统在不同频率输入下的动态响应,提高汽车的操纵稳定性能。

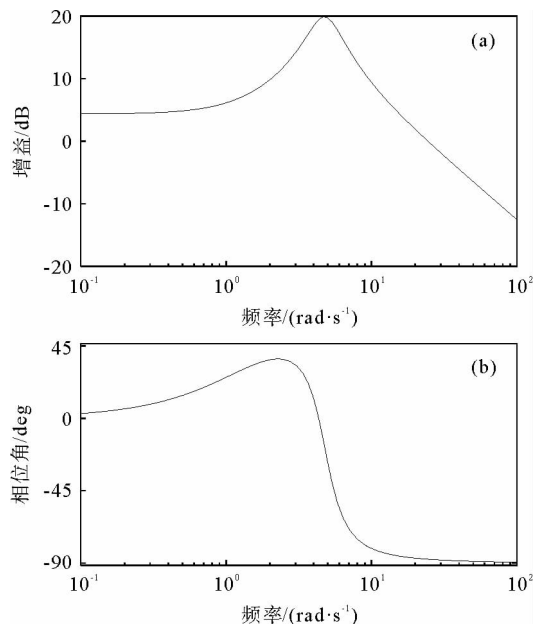


图 4 横摆角速度伯德图

Fig. 4 Bode diagram of yaw velocity

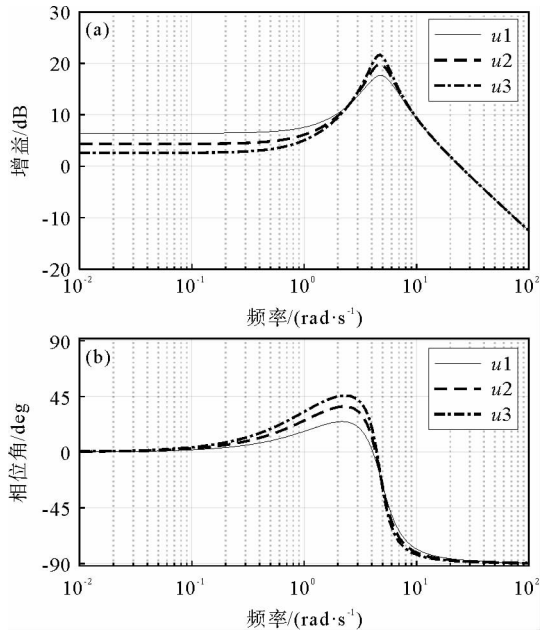


图5 不同车速下横摆角速度的伯德图

Fig. 5 Bode diagram of yaw velocity at different speeds

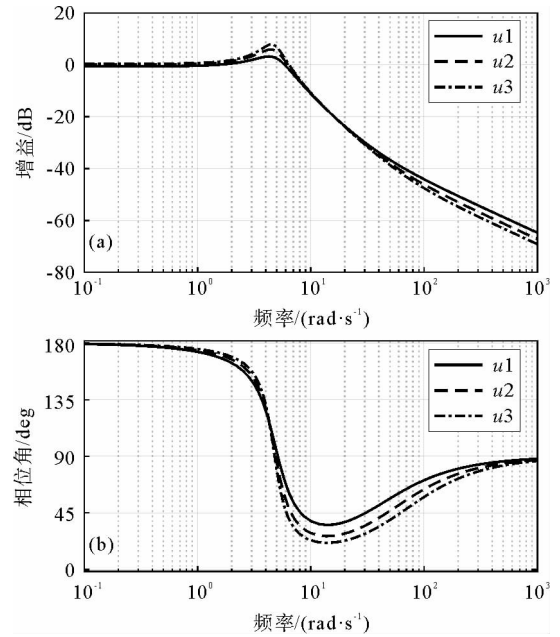


图6 不同车速下质心侧偏角的伯德图

Fig. 6 Bode diagram of sideslip angle at different speeds

5.2 不同载荷下的幅相特性对比

为了对比分析载荷对操纵稳定性的影响,保持其他参数不变,改变载荷参数,通过仿真,得出汽车载荷为 $m_1=1\,500\text{ kg}$, $m_2=1\,800\text{ kg}$, $m_3=2\,100\text{ kg}$ 的工况下的横摆角速度频率幅相特性曲线和质心侧偏角频率幅相特性曲线,如图7和图8所示,对比分析汽车载荷对操纵稳定性的影响。

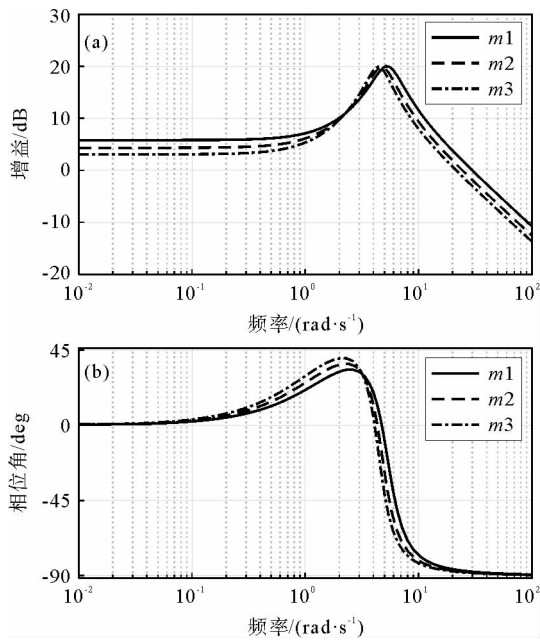


图7 不同载荷下横摆角速度的伯德图

Fig. 7 Bode diagram of yaw velocity under different loads

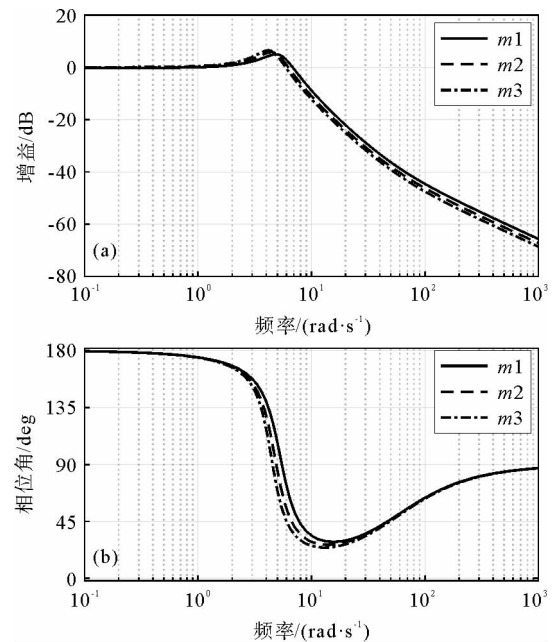


图8 不同载荷下质心侧偏角的伯德图

Fig. 8 Bode diagram of sideslip angle under different loads

由图7可知:汽车载荷越小,系统横摆角速度对数幅频响应的零频值越高,汽车载荷下降16.7%,横摆角速度的稳态增益增加33.9%,汽车具有较好的转向灵敏度;当载荷下降16.7%,横摆角速度的谐振峰值与

零频值的比值减小 24.8%,此时幅频特性曲线越平坦,汽车动态响应的幅值失真度和超调量越小,系统的动态响应性能越好;当汽车载重量下降 16.7%,横摆角速度的谐振频率增高 10.1%,并且横摆角速度的带宽频率增加 8.7%,系统有较快的响应速度和高频段反应稳定性;由横摆角速度相频特性曲线可知,当以缓慢的速度转动方向盘时,系统的横摆角速度相位差几乎为零,随着输入频率的增加,输出相位角与输入相位角的差值越来越大,达到谐振频率时,相位角差值最大,载荷由 1 800 kg 减小到 1 500 kg,相位角的差值由 37° 减小到 32° ,此时系统在不同速度的方向盘转角下具有快速灵活的响应。由图 8 可知:当输入频率较低时,汽车的质心侧偏角几乎为零,达到谐振频率时,载荷越小系统的质心侧偏角越小,汽车载荷降低 16.7%时,质心侧偏角的谐振峰值降低 14.2%,输出的幅值失真度越小。降低汽车的载荷可以改善系统以不同速度转动方向盘时的动态响应,提高汽车的操纵稳定性。

5.3 不同前轮侧偏刚度下的幅相特性对比

为了对比分析汽车前轮侧偏刚度对操纵稳定性的影响,保持系统的其他参数不变,改变侧偏刚度,通过仿真,得出汽车前轮在侧偏刚度为 $k_{f1}=52\ 618\ \text{N/rad}$, $k_{f2}=62\ 618\ \text{N/rad}$, $k_{f3}=72\ 618\ \text{N/rad}$ 的工况下的横摆角速度频率幅相特性曲线和质心侧偏角频率幅相特性曲线,如图 9 和图 10 所示,对比分析汽车前轮侧偏刚度对操纵稳定性的影响。

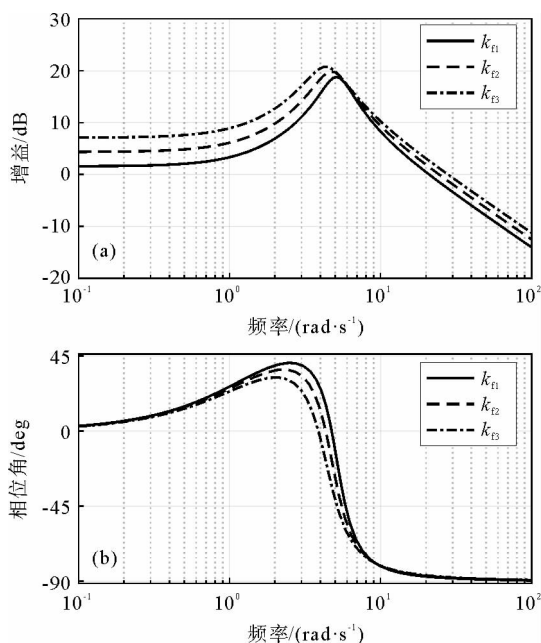


图 9 不同前轮侧偏刚度下横摆角速度的伯德图

Fig. 9 Bode diagram of yaw velocity under different cornering stiffness of front wheel

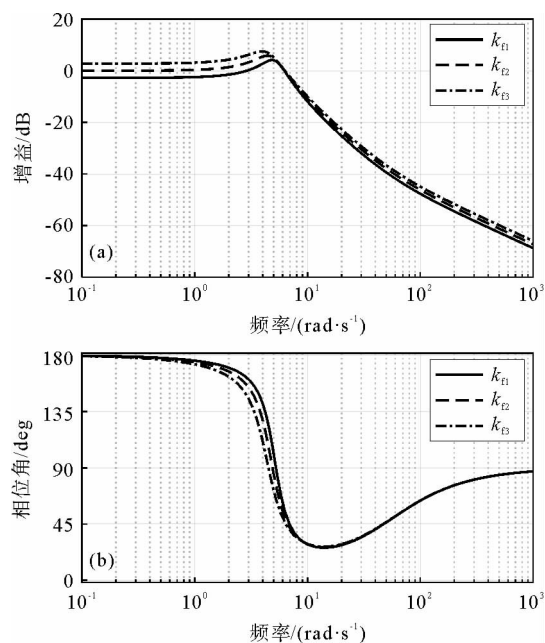


图 10 不同前轮侧偏刚度下质心侧偏角的伯德图

Fig. 10 Bode diagram of sideslip angle under different cornering stiffness of front wheel

由图 9 可知:汽车前轮的侧偏刚度越大,横摆角速度幅频特性曲线的稳态增益越高,侧偏刚度增加 38%时零频值增加 334%,系统具有较好的转向灵敏度,此时汽车的不足转向趋势减小;随着输入的方向盘转动频率增高至谐振频率,增益出现最高值即达到谐振峰值,当前轮的侧偏刚度减小 27.5%时,横摆角速度的谐振频率增加 21.3%。汽车对高频的输入有较好的操纵稳定性;在输入频率的高频段区间,前轮侧偏刚度越小幅频特性曲线的趋势越陡且越低,根据频率响应的三频段理论可知前轮侧偏刚度较小的汽车对高频干扰的抵抗能力比较强。由相频特性曲线可知:当前轮侧偏刚度由 52 618 增大到 72 618 N/rad 时,横摆角速度输出相角与输入相角的差值由 40° 减小到 32° ,汽车在不同频率的方向盘转角输入下有快速灵活的响应。由图 10 可知:质心侧偏角增益的零频值随着前轮轮胎侧偏刚度的增大而增大;谐振频率随着侧偏刚度的减小而增加,前轮侧偏刚度越小汽车中频段附近的操纵稳定性越好;侧偏刚度越小的汽车高频段幅频响应曲线越

低陡,具有较好的抵抗外界高频干扰的能力。由质心侧偏角相频特性可知较高的前轮侧偏刚度具有较小的相位角差值。在低频段,较大的前轮侧偏刚度具有较好的转向灵敏度,在中频段和高频段,较小的前轮侧偏刚度具有较好的操纵稳定性。

5.4 不同后轮侧偏刚度下的幅相特性对比

为了对比分析后轮侧偏刚度对汽车操纵稳定性的影响,保持系统的其他参数不变,改变侧偏刚度,通过仿真,得出汽车前轮在侧偏刚度为 $k_{r1}=90\ 185\ \text{N/rad}$, $k_{r2}=110\ 185\ \text{N/rad}$, $k_{r3}=130\ 185\ \text{N/rad}$ 工况下的横摆角速度频率幅相特性曲线和质心侧偏角频率幅相特性曲线,如图 11 和图 12 所示,对比分析后轮侧偏刚度对操纵稳定性的影响。

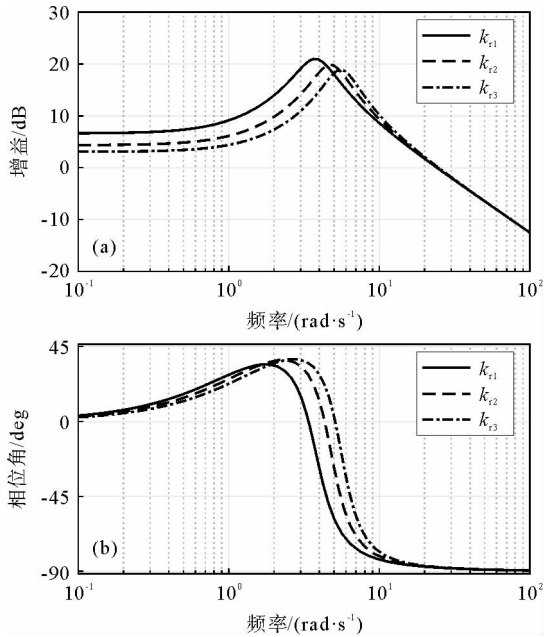


图 11 不同后轮侧偏刚度下横摆角速度的伯德图

Fig. 11 Bode diagram of yaw velocity under different cornering stiffness of rear wheel

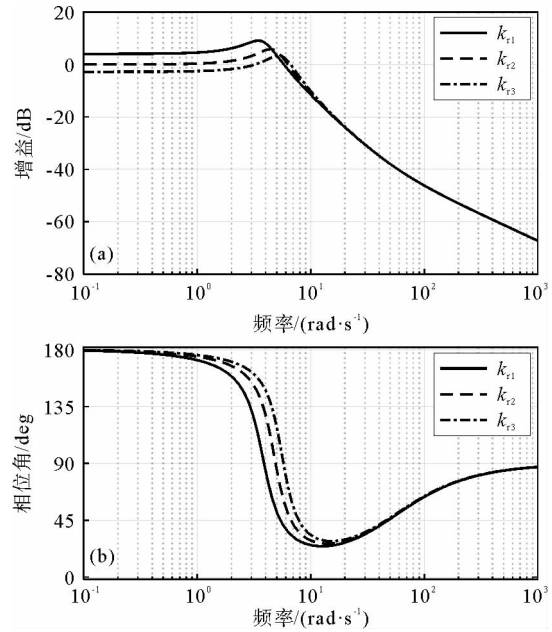


图 12 不同后轮侧偏刚度下质心侧偏角的伯德图

Fig. 12 Bode diagram of sideslip angle under different cornering stiffness of rear wheel

由图 11 可知,汽车后轮的侧偏刚度越小,横摆角速度幅频特性曲线的稳态增益越高,侧偏刚度减小 30%时零频值增加 52%,系统具有较好的转向灵敏度,此时汽车的不足转向趋势减小;随着输入的方向盘转动频率增高至谐振频率,增益出现最高值即达到谐振峰值,当后轮轮胎的侧偏刚度增大 44%时,横摆角速度的谐振频率增加 27.9%。汽车对高频输入有较好的操纵稳定性。由相频特性曲线可知,当后轮侧偏刚度由 90 185 N/rad 增大到 130 185 N/rad 时,横摆角速度输出相角与输入相角的差值由 29deg 减小到 24deg,汽车在不同频率的方向盘转角输入下有快速灵活的响应。由图 12 可知,质心侧偏角增益的零频值随着后轮轮胎侧偏刚度的减小而增大;谐振频率随着侧偏刚度的增大而增加,后轮侧偏刚度越大汽车中高频段附近的操纵稳定性越好。由质心侧偏角相频特性可知较高的后轮侧偏刚度具有较大的相位角差值。在低频段,较小的后轮侧偏刚度具有较好的转向灵敏度,在中频段和高频段,较大的后轮侧偏刚度具有较好的操纵稳定性。

6 结论

汽车角脉冲输入频率响应特性能反应汽车动态响应的灵敏度-超调量-调节时间和转向灵活性,是一种有效的汽车操纵稳定性分析方法,可以为车辆设计初期的参数设计提供参考,缩短汽车设计和实验周期。本研究基于 MATLAB/Simulink 软件,建立了横摆角速度和质心侧偏角的频率响应函数和模型,分析不同车速、载荷和前后轮胎侧偏刚度对汽车操纵稳定性的影响,可以得出以下结论:

- 1) 降低汽车的行驶速度可以改善系统在不同频率输入下的动态响应,提高汽车的操纵稳定性;
- 2) 降低汽车的载荷可以改善系统以不同速度转动方向盘时的动态响应,提高汽车的操纵稳定性;
- 3) 当输入的方向盘转角频率较低时,较大的前轮侧偏刚度具有较好的转向灵敏度,当输入的方向盘转角频率较高时,较小的前轮侧偏刚度具有较好的操纵稳定性;
- 4) 当输入的方向盘转角频率较低时,较小的后轮侧偏刚度具有较好的转向灵敏度,当输入的方向盘转角频率较高时,较大的后轮侧偏刚度具有较好的操纵稳定性。

参考文献:

- [1]ZHANG H,LI X S,SHI S M,et al.Phase plane analysis for vehicle handling and stability[J].International Journal of Computational Intelligence Systems,2011,4(6):1179-1186.
- [2]FLAVIO F,MICHELE R,RICCARDO R,et al.A combined use of phase plane and handling diagram method to study the influence of tyre and vehicle characteristics on stability[J].Vehicle System Dynamics,2013,51(8):1265-1285.
- [3]SHI P C,ZHAO Q,PENG S S.Modeling and simulation of linear Two-DOF vehicle handling stability[J].ITM Web of Conferences,2017,5(11):1-6.
- [4]LIU Y J,CUI D W.Collaborative model analysis on ride comfort and handling stability[J].Journal of Vibroengineering,2019,21(6):1724-1737.
- [5]XU F X,LIU X H,CHEN W,et al.Improving handling stability performance of four-wheel steering vehicle based on the H_2/H_∞ robust control[J].Applied Sciences,2019,9(5):857.
- [6]HUSSEIN T,HASSAN S,REINE T,et al.Coordinated control strategies for active steering,differential braking and active suspension for vehicle stability,handling and safety improvement[J].Vehicle System Dynamics,2019,57(10):1494-1529.
- [7]田萌健,李伟锋,孟德乐,等.面向机动性与操纵稳定性的轮边集成底盘系统设计[J].机械工程学报,2019,55(22):11-20.
TIAN Mengjian,LI Weifeng,MENG Dele,et al.Design of integrated corner module simultaneously meeting the requirements of mobility and handling stability[J].Journal of Mechanical Engineering,2019,55(22):11-20.
- [8]唐中华,张志飞,陈钊,等.车内低频振动噪声的虚拟传递路径分析[J].汽车工程,2020,42(4):531-536.
TANG Zhonghua,ZHANG Zhifei,CHEN Zhao,et al.Virtual transfer path analysis of vehicle interior noise and vibration in low frequency[J].Automotive Engineering,2020,42(4):531-536.
- [9]李杰,王文竹,赵旗,等.基于虚拟激励法的军用汽车随机振动分析[J].汽车工程,2016,38(3):368-372.
LI Jie,WANG Wenzhu,ZHAO Qi,et al.Random vibration analysis of military vehicle based on pseudo-excitation method[J].Automotive Engineering,2016,38(3):368-372.
- [10]索明何,吴庆捷.汽车蓄电池支架频率响应分析及其优化设计[J].机械设计与研究,2019,35(1):196-199.
SUO Minghe,WU Qingjie.Frequency response analysis and optimal design of automobile storage battery bracket[J].Machine Design & Research,2019,35(1):196-199.
- [11]喻敏,程灿,周鹏,等.基于前馈-模糊PID反馈联合控制的4WIS研究[J].重庆理工大学学报(自然科学),2019,33(6):207-213.
YU Min,CHENG Can,ZHOU Peng,et al.4WIS research based on feedforward-fuzzy PID feedback combined control[J].Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science),2019,33(6):207-213.
- [12]黄龙.4WID轮毂电机电动汽车驱动工况下稳定性控制策略研究[D].长沙:湖南大学,2018.
HUANG Long.Study on stability control strategy of 4WID electric vehicle driven by hub motor[D].Changsha:Hunan University,2018.
- [13]宗长富,郭孔辉.汽车操纵稳定性的研究与评价[J].汽车技术,2000,31(6):6-11.
ZONG Changfu,GUO Konghui.Study and evaluation on the controll ability and stability of automobiles[J].Automobile Technology,2000,31(6):6-11.
- [14]UCHIYAMA S,SETO M,YAMABE M.1310 Influence of frame stiffness on handling stability in solar vehicle[C]//The Proceedings of the Transportation and Logistics Conference,2015,24:1311-1314.

(下转第 115 页)

- Control Technology, 2016, 35(9): 87-92.
- [54] KABIR T, NURAIN N, KABIR M H. Pro-AODV (Proactive AODV): Simple modifications to AODV for proactively minimizing congestion in VANETs[C]// 2015 International Conference on Networking Systems and Security (NSysS). Dhaka, Bangladesh, Feb. 17, 2015: 1-6.
- [55] MITTAL S, BISHT S, PUROHIT K C, et al. Improvising-AODV routing protocol by modifying route discovery mechanism in VANET[C]// 2017 3rd International Conference on Advances in Computing, Communication & Automation (ICACCA) (Fall). Dehradun, India, Sep. 15-16, 2017: 1-5.
- [56] TIAN D, WANG Y, LU G, et al. A VANETs routing algorithm based on Euclidean distance clustering[C]// 2010 2nd International Conference on Future Computer and Communication. Shanghai, China, Sep. 28-29, 2010: 183-187.
- [57] PHATE N, SAXENA M, RIZVI M A. Minimizing congestion and improved QoS of AODV using clustering in mobile ad hoc network[C]// International Conference on Recent Advances and Innovations in Engineering (ICRAIE-2014). Jaipur, India, May 9-12, 2014: 1-5.
- [58] ERGANC D, EKSERT L, ONUR E. Density-aware probabilistic clustering in ad hoc networks[C]// 2018 IEEE International Black Sea Conference on Communications and Networking (BlackSeaCom). Batumi, Georgia, Jun. 1, 2018: 1-5.
- [59] 王良民, 李婷婷, 陈龙. 基于车辆身份的车联网结构与安全[J]. 网络与信息安全学报, 2016, 2(2): 41-54.
WANG Liangmin, LI Tingting, CHEN Long. Security issues and system structure of internet of vehicles[J]. Chinese Journal of Network and Information Security, 2016, 2(2): 41-54.
- [60] 陶开勇, 陶洋. MANET 中一种新的多路由机制[J]. 计算机工程与设计, 2006, 27(12): 2178-2180.
TAO Kaiyong, TAO Yang. New multipath routing mechanism in MANET [J]. Computer Engineering and Design, 2006, 27(12): 2178-2180.
- [61] 刘东东, 李勇, 徐栋, 等. 一种负载均衡的 RPL 多路径数据传输机制[J]. 计算机工程, 2019, 45(1): 67-72.
LIU Dongdong, LI Yong, XU Dong, et al. A load balanced RPL multipath data transmission mechanism[J]. Computer Engineering, 2019, 45(1): 67-72.

(责任编辑: 刘西奎)

(上接第 104 页)

- [15] 李广, 刘芳, 檀润华, 等. 引入悬架 K&C 特性参数的汽车操纵稳定性数学模型[J]. 中国机械工程, 2018, 29(11): 1316-1323.
LI Guang, LIU Fang, TAN Runhua, et al. Mathematical model of vehicle handling stability based on suspension K&C characteristics parameters[J]. China Mechanical Engineering, 2018, 29(11): 1316-1323.
- [16] 邱卫明, 祝书伟. 横向稳定杆刚度对乘用车操纵稳定性的影响研究[J]. 机电工程, 2019, 36(7): 744-748.
QIU Weiming, ZHU Shuwei. Influence of the anti-roll bar stiffness on the handling stability of passenger car[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2019, 36(7): 744-748.
- [17] KLUBNICHKIN V E, DYAKOV A S, KLUBNICHKIN E E, et al. Experimental evaluation of stability and controllability of domestic and foreign made utility terrain vehicles[J]. Journal of Physics: Conference Series, 2019, 1177(1): 1533-1551.
- [18] MOHAMMAD R B, MASOUD M, ASGHAR M, et al. Multi-objective optimization of double wishbone suspension of a kinematic vehicle model for handling and stability improvement[J]. Structural Engineering and Mechanics, 2018, 68(5): 633-638.

(责任编辑: 刘西奎)