

DOI:10.11918/j.issn.0367-6234.201703152

微型汽车操纵稳定性的人-车动力学耦合效应

罗 霜¹,舒红宇^{1,2},姚泽杰¹,陈齐平³

(1.机械传动国家重点实验室(重庆大学),重庆 400044;2. 汽车噪声振动和安全技术国家重点实验室
(中国汽车工程研究院股份有限公司),重庆 400039;3. 华东交通大学 机电工程学院,南昌 330013)

摘 要:为研究驾驶人体与汽车之间的动力学耦合作用对微型汽车操纵稳定性的影响,将驾驶员模型通过弹簧-阻尼单元与汽车座椅相连,建立了基于人-车动力学耦合的 6 自由度操纵动力学模型;在参数识别获取人-椅界面的刚度-阻尼参数的基础上,应用数值解法,通过 Matlab/Simulink 对该动力学模型进行了仿真计算,分析了人-车动力学耦合作用对不同整车质量微型汽车阶跃转向的瞬态和稳态影响. 结果表明:人-车动力学耦合明显影响了微型汽车侧倾响应,增大了其稳态值、峰值以及超调量,并且汽车结构尺度和整车质量越接近驾驶人体,影响越明显;而对横摆角速度影响较小,主要表现在增加了微型汽车的不足转向趋势,使瞬态响应波动增大.

关键词:微型汽车; 驾驶人体; 动力学; 操纵稳定性; 参数识别

中图分类号: U461.6 **文献标志码:** A **文章编号:** 0367-6234(2018)01-0146-08

Effects of human-vehicle dynamics interaction on the handling stability of miniature automobile

LUO Shuang¹, SHU Hongyu^{1,2}, YAO Zejie¹, CHEN Qiping³

(1. State Key Laboratory of Mechanical Transmission (Chongqing University), Chongqing 400044, China; 2. State Key Laboratory of Vehicle NVH and Safety Technology (China Automotive Engineering Research Institute Co., Ltd.), Chongqing 400039, China; 3. School of Mechatronics Engineering, East China Jiaotong University, Nanchang 330013, China)

Abstract: To investigate the influence of dynamics interaction between the driver body and miniature automobile, the driver model was connected to the miniature automobile with spring-damping elements. A handling stability dynamics model was constructed for the driver-vehicle system with 6 degree of freedom (DOF). Based on the parameter identification for stiffness and damping coefficients at human-seat interface, the numerical method was used to solve the handling stability dynamics model by Matlab/Simulink. The influences of human-vehicle dynamics interaction on the stable and transient responses of step steering were analyzed for the miniature automobile with different curb weight. Results show that the human-vehicle dynamics interaction affects the roll response obviously, and increases the steady stable values, peak values and overshoot. With the curb weight and size more and more close to the driver body, the influences will be more significant. The human-vehicle dynamics interaction has a little effect on the yaw rate, increases the tendency of understeering and enlarges the fluctuation of the yaw rate curve.

Keywords: miniature automobile; driver body; dynamics; handling stability; parameter identification

汽车微型化能够缓解因汽车产销量迅速增长所带来的诸如城市拥挤、资源短缺以及停车困难等一系列问题^[1]. 知豆质量 670 kg, 雷诺 Twizy 整备质量降低到了 450 kg, 新日 V 豆仅 200 kg, 这说明体积小、质量轻的微型汽车将是未来汽车发展的趋势之一^[2-3].

良好的操纵稳定性是汽车安全行驶的保障, 刘喜东等^[4]建立了 3 自由度动力学模型, 研究了转向速度对汽车操纵稳定性的影响, 结果表明, 对侧向加

速度、横摆角速度以及侧倾角的影响较为敏感的频率范围均在 2 Hz 以下. 魏道高等^[5]建立了 4 自由度非线性动力学模型, 认为转向系统间隙影响了汽车转向行驶的操纵稳定性品质. Hierlinger 等^[6]指出微型汽车内部的横向生存空间比传统汽车狭窄, 并对其侧向碰撞安全性进行了研究. Shu 等^[7]研究了结构尺度以及装载质量对微型汽车稳态转向性能的影响, 认为汽车微型化后, 其稳定性更容易受到外界的影响. 当微型化汽车的质量和尺寸接近于人体后, 其行驶安全性具有一定的特殊性, 汽车转向行驶过程中, 通过人-椅动力学界面, 将运动和力传递给人体, 反过来, 人体的摇摆振动容易加剧车身的运动, 这种人-车动力学耦合作用将影响微型汽车稳定

收稿日期: 2017-03-29
基金项目: 国家自然科学基金(51565011); 汽车噪声振动和安全技术国家重点实验室开放基金(NVH SKL-201601)
作者简介: 罗 霜(1990—), 男, 博士研究生;
舒红宇(1963—), 男, 教授, 博士生导师
通信作者: 舒红宇, shycqu@163.com

性^[8]. 所以有必要在微型汽车的操纵稳定性研究中充分考虑此耦合作用. Gudarzi 等^[9]考虑了驾驶人体的动力学行为,但他主要关注主动悬架对乘坐舒适性的影响. 董红亮等^[10]研究摩托车行驶稳定性时涉及到了驾驶员与摩托车之间相互作用,但他忽略了人-车之间的弹性作用力.

由于微型汽车质量轻,结构尺度小等特点,本文在传统汽车操纵稳定性模型^[4-5]的基础上,考虑了微型汽车与驾驶人体之间的动力学作用,建立了包含汽车和驾驶人体的横向、横摆以及侧倾运动的人-车 6 自由度转向行驶非线性动力学数学模型,并进行了数值计算分析,以研究人车动力学耦合作用对微型汽车转向行驶稳定性的影响.

1 微型汽车操纵动力学模型

1.1 人-车系统力学模型

本文研究的微型汽车轴距和轮距均比较小,因此,驾驶员/乘员前后分布. 考虑驾驶人体与微型汽

车之间的非线性动力学作用,建立了如图 1 所示的坐标系和微型汽车操纵稳定性力学模型. 汽车与驾驶人体的动力学作用主要是通过人体与座椅、安全带、方向盘和车身底板之间的弹性连接实现的. 在建立模型时,将坐姿人体看作是一个刚体,人车之间的连接简化为驾驶人体与座椅在下体质心 q_1 点、上体质心 q_2 点的弹簧-阻尼力连接. 以汽车静止时重心铅垂线与侧倾轴的交点为 A , 设固定于该点的参考基 $A(X, Y, Z)$, 其 Z 轴竖直向上,以汽车水平纵轴为 X 轴,前进方向为正方向, Y 轴方向按右手法则确定,水平向左.

对人-车系统操纵稳定性力学模型作如下假设:

- 1) 汽车和驾驶人体做横向、横摆以及侧倾运动;
- 2) 以前轮转角为输入,且转角足够小,以保证轮胎工作在线性范围内;
- 3) 前后悬架侧倾中心在同一水平高度;
- 4) 静止时,驾驶人体相对于 XZ 平面对称.

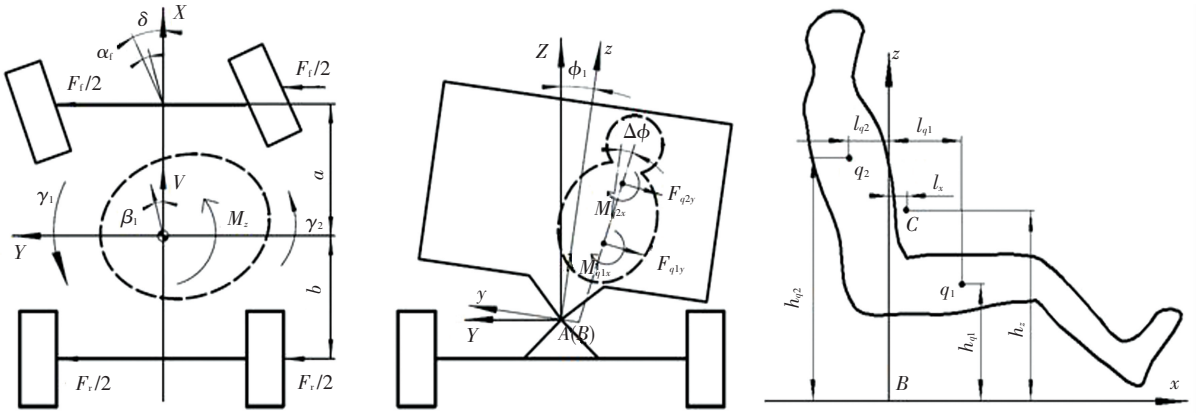


图 1 6 自由度人-车系统模型

Fig.1 Diagram of human-vehicle system with 6 DOFs

1.2 微型汽车操纵稳定性微分方程

根据图 1 的力学模型,建立考虑驾驶人体与微型汽车相对运动的人车系统操纵稳定性运动微分方程. 其中, m_1 为微车总质量, m_s 为簧上质量, u 为匀速行驶的速度, γ 为横摆角速度, h 为车身质心与侧倾中心的垂直距离, ϕ 为侧倾角, F_f, F_r 分别为前后轮侧偏力, a, b 分别为微车质心到前后轴的距离, I_z 为绕 Z 轴的惯性矩, I_{xs} 为绕 X 轴的惯性矩, K_ϕ 为悬架侧倾角刚度系数, C_p 为悬架侧倾角阻尼系数, g 为重力加速度. 下标 1 代表微车, 下标 2 代表驾驶人体.

微车沿 Y 轴的力平衡方程为

$$m_1 u (\dot{\beta}_1 + \gamma_1) - m_{1s} h_1 \ddot{\phi}_1 = F_f + F_r - F_Y, \quad (1)$$

式中 F_Y 为驾驶人体对微车 Y 方向上的作用力.

微车绕 Z 轴的力矩平衡方程为

$$I_{1z} \dot{\gamma}_1 = a F_f - b F_r + M_Z, \quad (2)$$

式中 M_Z 为驾驶人体对微车绕 Z 轴的作用力矩.

车身绕 X 轴的力矩平衡方程为

$$I_{1xs} \ddot{\phi}_1 - m_{1s} h_1 u (\dot{\beta}_1 + \gamma_1) = m_{1s} g h_1 \phi_1 - K_\phi \phi_1 - C_p \dot{\phi}_1 + M_X, \quad (3)$$

式中 M_X 为驾驶人体对微车绕 X 轴的作用力矩.

由于车轮转角较小,轮胎侧偏特性处于线性范围,再考虑侧倾转向的影响,轮胎侧偏力为

$$F_f = k_f \alpha_f = k_f (\beta_1 + \frac{a}{u} \gamma_1 - E_f \phi_1 - \delta),$$

$$F_r = k_r \alpha_r = k_r (\beta_1 - \frac{b}{u} \gamma_1 - E_r \phi_1).$$

式中: δ 为名义前轮转角, k_f, k_r 分别为前后轮胎侧偏刚度, α_f, α_r 分别为前后轮胎侧偏角, E_f, E_r 分别为前后轮侧倾转向系数。

1.3 驾驶人体运动微分方程

将固结于车身的参考基记为 $B(x, y, z)$, 其原点 B 与参考基 A 的原点重合, 并且两参考基的正交单位向量之间具有如下关系^[11]:

$$\begin{bmatrix} X \\ Y \\ Z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \phi_1 & -\sin \phi_1 \\ 0 & \sin \phi_1 & \cos \phi_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix},$$

则有

$$Y = \cos \phi_1 y - \sin \phi_1 z.$$

设有惯性参考基 $G(g_1, g_2, g_3)$, 驾驶人体具有侧向、横摆和侧倾 3 个自由度, 则在惯性参考基 G 中的一般空间运动, 如图 2 所示。

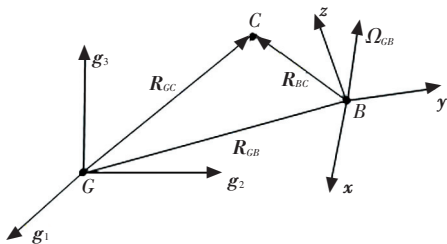


图 2 人体一般空间运动

Fig.2 General spatial motion of human body

矢量 R_{BC} 在惯性参考系上对时间的一阶导数为

$$\frac{{}^G d R_{BC}}{dt} = \frac{{}^B d R_{BC}}{dt} + \Omega_{GB} \times R_{BC},$$

二阶导数为

$$\frac{{}^G d}{dt} \left(\frac{{}^G d R_{BC}}{dt} \right) = \frac{{}^G d}{dt} \left(\frac{{}^B d R_{BC}}{dt} \right) + \frac{{}^G d}{dt} (\Omega_{GB} \times R_{BC}),$$

$$\frac{{}^G d}{dt} \left(\frac{{}^G d R_{BC}}{dt} \right) = \ddot{R}_{BC} + \dot{\Omega}_{GB} \times R_{BC} + \Omega_{GB} \times (\Omega_{GB} \times R_{BC}) + 2 \Omega_{GB} \times \dot{R}_{BC}.$$

因此, 驾驶人体质心 C 的绝对加速度为

$$R_{BC} = \ddot{R}_{BC} + \dot{\Omega}_{GB} \times R_{BC} + \Omega_{GB} \times (\Omega_{GB} \times R_{BC}) + \ddot{R}_{GB} + 2 \Omega_{GB} \times \dot{R}_{BC}.$$

其中: 驾驶人体在基 B 中的坐标为 $R_{BC} = [l_x \quad \Delta t_y \quad h_z]^T$, l_x, h_z 为常数; 平动速度为 $\dot{R}_{BC} = [0 \quad \Delta \dot{t}_y \quad 0]^T$; 平动加速度 $\ddot{R}_{BC} = [0 \quad \Delta \ddot{t}_y \quad 0]^T$; 基 B 相对于基 G 的角速度为 $\Omega_{GB} = [\phi_1 \quad 0 \quad \gamma_1]^T$.

所以驾驶人体沿 y 轴的加速度为

$$a_{2y} = u(\ddot{\beta}_1 + \gamma_1) + l_x \dot{\gamma}_1 - h_z \ddot{\phi}_1 - \Delta t_y (\dot{\phi}_1^2 + \gamma_1^2) + \Delta \ddot{t}_y.$$

根据欧拉定理可得

$$M_2 = I_2 \dot{\omega}_2 + \tilde{\omega}_2 I_2 \omega_2.$$

其中: M_2 为驾驶人体惯性力矩, ω_2 为角速度矩阵, $\tilde{\omega}_2$ 为角速度反对称矩阵, I_2 为在非惯性基 A 中的惯性张量, 且有:

$$\omega_2 = [\phi_2 \quad 0 \quad \gamma_2],$$

$$\tilde{\omega}_2 = \begin{bmatrix} 0 & -\gamma_2 & 0 \\ \gamma_2 & 0 & -\phi_2 \\ 0 & \phi_2 & 0 \end{bmatrix},$$

$$I_2 = \text{diag}[I_{2x} \quad I_{2y} \quad I_{2z}].$$

假设微型汽车侧倾角很小, 则认为 $\cos \phi_1 = 1$, 那么驾驶人体的侧向力平衡方程、侧倾、横摆运动力矩平衡方程如下:

$$m_2 a_{2y} = F_y,$$

$$I_{2x} \dot{\phi}_2 = m_2 g h_2 - M_x + m_2 a_{2y} h_z,$$

$$I_{2z} \dot{\gamma}_2 = -M_z.$$

1.4 人-车界面弹性连接力

驾驶人体与微型汽车在点 q_1, q_2 处沿 y 轴的相对移位 $\Delta S_{q1y}, \Delta S_{q2y}$ 分别为

$$\Delta S_{q1y} = \Delta t_y - h_{q1}(\phi_2 - \phi_1) + l_{q1}(\psi_2 - \psi_1),$$

$$\Delta S_{q2y} = \Delta t_y - h_{q2}(\phi_2 - \phi_1) + l_{q2}(\psi_2 - \psi_1).$$

其中: h_{q1}, h_{q2} 分别为点 q_1, q_2 与侧倾中心的垂直相对位置, l_{q1}, l_{q2} 为水平相对位置, ψ_1, ψ_2 分别为微车、人体的横摆角。

人-车界面在下、上体质心沿 y 轴的弹簧-阻尼力分别为

$$F_{q1y} = k_{q1y} \Delta S_{q1y} + c_{q1y} \dot{\Delta S}_{q1y},$$

$$F_{q2y} = k_{q2y} \Delta S_{q2y} + c_{q2y} \dot{\Delta S}_{q2y}.$$

其中: k_{q1y}, k_{q2y} 分别为驾驶人体与微车之间在点 q_1, q_2 处, 沿 y 轴的平动刚度系数, c_{q1y}, c_{q2y} 分别为阻尼系数。

驾驶人体对微型汽车沿 Y 轴的侧向力可表示为

$$F_y = (F_{q1y} + F_{q2y}) \cos \phi_1 = F_{q1y} + F_{q2y},$$

绕 X 轴的作用力矩为

$$M_x = (k_{q1x} + k_{q2x})(\phi_2 - \phi_1) + (c_{q1z} + c_{q2z})(\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_1) + F_{q1y} h_{q1} + F_{q2y} h_{q2}.$$

其中: k_{q1x}, k_{q2x} 分别为绕 x 轴的扭转刚度系数, c_{q2x}, c_{q2x} 分别为绕 x 轴的扭转阻尼系数。

绕 Z 轴的作用力矩为

$$M_z = (k_{q1z} + k_{q2z})(\psi_2 - \psi_1) + (c_{q1z} + c_{q2z})(\dot{\psi}_2 - \dot{\psi}_1) - F_{q1y} l_{q1} - F_{q2y} l_{q2}.$$

其中: k_{q1z}, k_{q2z} 分别为绕 z 轴的扭转刚度系数, c_{q1z}, c_{q2z} 分别为绕 z 轴的扭转阻尼系数。

2 振动试验与参数识别

微型汽车和驾驶人体的惯量、结构尺寸等参数

容易测量,而人-车之间相互连接的刚度阻尼单元则需要采用振动试验与建模相结合的方法进行参数识别. 人体与汽车之间的相互作用虽然比较复杂,但最主要还是通过人体与座椅组成的系统来实现,为识别出人体与座椅之间的刚度阻尼系数,搭建了振动试验台,并进行了低频多向振动实验以及数据采集和处理,如图 3 所示.

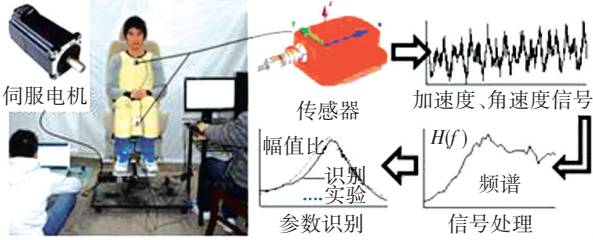


图 3 实验及数据处理流程

Fig.3 Test and data processing

2.1 人-椅系统振动试验

试验台由伺服电机、激振器、座椅、底板及其传感器等组成. 每次激振可实现坐姿人体单个方向的运动,然而试验台能够进行拆装和重组,以分别实现 y 方向的平动和绕 x, z 轴的转动振动试验.

试验中,所采用的惯性传感器为微型航姿参考系统,可测量传感器局部坐标系下的角速度、加速度信号,并可根据输出数据得到描述其相对于惯性坐标姿态变换的方向余弦矩阵. 安装在座椅底板上的惯性传感器 I 用于测量人-椅系统的输入信号,安装在传感器固定装置上的传感器 II 和 III 可分别采集受试者下、上体的响应信号. 受试者上体由头部、躯干、手臂组成;下体由腹部、髋部、腿和脚部组成^[12]. 试验中,要求受试者目光平视前方,双手自然放在大腿上,背部倚靠座椅靠背,保持舒适放松的坐姿^[13-14]. 系统输入为 0.5~8.0 Hz 的单频正弦波信号,频率增量 0.1 Hz,每个频率点上的采样时间为 10 s.

在 3 个方向的振动试验中,数据采集及处理过程基本一致,下面以 y 轴平动试验为例,对该过程进行详细说明. 试验前,根据国家标准 GB/T 17245—2004^[15],分别计算下、上体质心的位置,再测量下体质心到传感器 II 以及上体质心到传感器 III 的初始位移 L_1 和 L_2 . 试验中,传感器 I 采集座椅底板上沿 y 轴的加速度时域信号,传感器 II 和 III 分别测量其局部坐标系下响应的 y 轴加速度时域信号. 在响应信号的基础上,通过矢量平移变换,得到下、上体质心所在位置沿 y 轴加速度时域信号,然后进行如下坐标变换:

$$\mathbf{a}'_1 = \left(\mathbf{a}_1 \mathbf{A}_1 + \frac{d^2(L_1 \mathbf{A}_1)}{dt^2} \right) \mathbf{A}_0^{-1},$$

$$\mathbf{a}'_2 = \left(\mathbf{a}_2 \mathbf{A}_2 + \frac{d^2(L_2 \mathbf{A}_2)}{dt^2} \right) \mathbf{A}_0^{-1}.$$

其中: $\mathbf{A}_0, \mathbf{A}_1, \mathbf{A}_2$ 分别为描述座椅、下体和上体姿态变换的方向余弦矩阵; $\mathbf{a}_1, \mathbf{a}_2$ 分别为下、上体原始测量的响应加速度; $\mathbf{a}'_1, \mathbf{a}'_2$ 分别为传感器 I 局部坐标系下的加速度.

将下、上体质心位置的响应变换到传感器 I 的局部坐标系中,以便进行幅频特性分析. 对每个试验频率点上输入、输出的时域信号进行自相关变换,计算该频率点上的振动幅值,以此得到系统的幅频响应.

在绕 x, z 轴的转动振动试验中,输入、输出信号为转动角速度,数据处理时,只有坐标变换,没有矢量平移变换,变换过程为

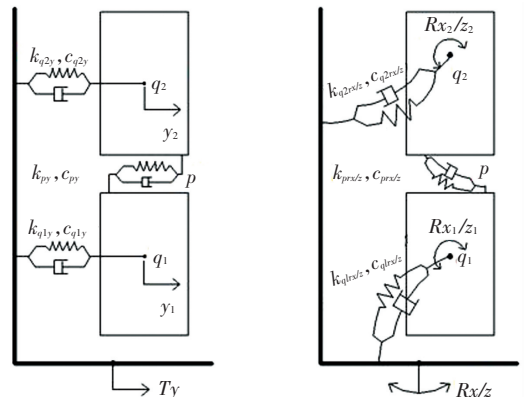
$$\boldsymbol{\omega}'_1 = \boldsymbol{\omega}_1 \mathbf{A}_1 \mathbf{A}_0^{-1},$$

$$\boldsymbol{\omega}'_2 = \boldsymbol{\omega}_2 \mathbf{A}_2 \mathbf{A}_0^{-1}.$$

其中: $\boldsymbol{\omega}_1, \boldsymbol{\omega}_2$ 分别为下、上体原始测量的响应角速度; $\boldsymbol{\omega}'_1, \boldsymbol{\omega}'_2$ 分别为传感器 I 局部坐标系下的角速度.

2.2 人-椅界面参数识别

人体由肌腱、肌肉、韧带以及骨骼等弹性组织构成,座椅表面也是一层黏弹性泡沫材料,因此,人-椅系统在 y 轴平移运动,绕 x, z 轴的转动,可以采用包含刚度、阻尼单元的集总参数模型来描述. 为充分表达人椅系统的运动,又方便参数识别,本文采用 3 个二自由度模型,分别描述以上 3 种运动状态坐姿人体的振动特性. 如图 4 所示,点 q_1 为下体质心,点 q_2 为上体质心,图 4(a) 描述坐姿人体的 y 轴平动,图 4(b) 可用于描述坐姿人体的绕 x 轴或者绕 z 轴的转动,下体与座椅坐垫之间、上体与座椅靠背之间分别用弹簧-阻尼单元连接于 q_1, q_2 两点,上、下体弹性连接于点 p .



(a) y -平动模型

(b) 绕 x 或 z 轴转动模型

图 4 人-椅二自由度模型

Fig.4 Two DOF model for human-seat system

此 3 种运动的微分方程具有以下统一的形式:

$$M_1\ddot{x}_1 + C_{q1}(\dot{x}_1 - \dot{x}_0) + K_{q1}(x_1 - x_0) =$$
$$C_p(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + K_p(x_2 - x_1),$$
$$M_2\ddot{x}_2 + C_{q2}(\dot{x}_2 - \dot{x}_0) + K_{q2}(x_2 - x_0) =$$
$$C_p(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + K_p(x_1 - x_2).$$

其中: M_1 、 M_2 为下、上体质量(转动惯量), x_1 、 x_2 为位移(角位移), K_{q1} 、 K_{q2} 和 C_{q1} 、 C_{q2} 分别为刚度和阻尼。

方程两边同时进行傅里叶变换,则在频域内的表达为:

$$(-\omega^2 M_1 + j\omega C_{q1} + K_{q1} + j\omega C_p + K_p)X_1 -$$
$$(j\omega C_p + K_p)X_2 - (j\omega C_{q1} + K_{q1})X_0 = 0,$$
$$(-\omega^2 M_2 + j\omega C_{q2} + K_{q2} + j\omega C_p + K_p)X_2 -$$
$$(j\omega C_p + K_p)X_1 - (j\omega C_{q2} + K_{q2})X_0 = 0.$$

将上述数学模型对试验数据进行拟合,即可识别出人-椅界面的刚度阻尼参数。参数识别所采用的目标函数如下:

$$e = \sum_{f=0.5}^8 [H_{1e}(f) - H_{1m}(f)]^2 / [H_{1e}(f)]^2 +$$
$$\sum_{f=0.5}^8 [H_{2e}(f) - H_{2m}(f)]^2 / [H_{2e}(f)]^2.$$

其中: H_{1e} 、 H_{2e} 为实验测量的下、上体的幅频响应函数, $H_{1m} = X_1/X_0$, $H_{2m} = X_2/X_0$ 。

首先在 SoildWorks 中建立坐姿人体的三维模型,并导入 ADAMS 以计算下、上体质心以及相对于各自质心的转动惯量,三维人体模型(身高 175 cm, 体重 70 kg)如图 5 所示。采用遗传算法通过寻求目标函数的最小值来识别人-椅界面的刚度阻尼参数。结果如图 6、表 1 所示。

表 1 人-椅模型识别参数

Tab.1 Identified parameters of human-seat model

参数	$k_{q1rx}/$ ($N \cdot m \cdot rad^{-1}$)	$k_{q1ly}/$ ($kN \cdot m^{-1}$)	$k_{q1rz}/$ ($N \cdot m \cdot rad^{-1}$)	$k_{q2rx}/$ ($N \cdot m \cdot rad^{-1}$)
均值	186.3	14.1	1 383.3	156.3
标准差	37.2	1.1	61.3	9.0

参数	$k_{q2ly}/$ ($kN \cdot m^{-1}$)	$k_{q2rz}/$ ($N \cdot m \cdot rad^{-1}$)	$c_{q1rx}/$ ($N \cdot m \cdot s \cdot rad^{-1}$)	$c_{q1ly}/$ ($N \cdot s \cdot m^{-1}$)
均值	12.5	542.0	3.7	198.1
标准差	1.0	52.9	1.1	32.6

参数	$c_{q1rz}/$ ($N \cdot m \cdot s \cdot rad^{-1}$)	$c_{q2rx}/$ ($N \cdot m \cdot s \cdot rad^{-1}$)	$c_{q2ly}/$ ($N \cdot s \cdot m^{-1}$)	$c_{q2rz}/$ ($N \cdot m \cdot s \cdot rad^{-1}$)
均值	26.5	5.0	423.3	20.4
标准差	2.8	2.8	181.1	7.6

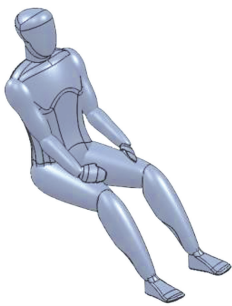


图 5 三维人体模型

Fig.5 Three-dimensional human model

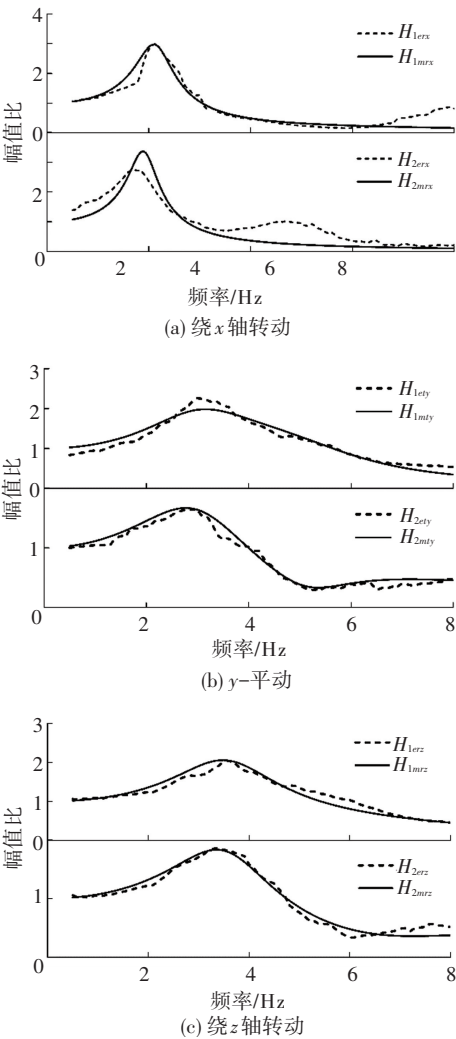


图 6 曲线拟合结果

Fig.6 Results of curve fitting

3 微型汽车操纵稳定性计算与分析

在方程(1)~(3)中,令 $F_y = 0$, $M_z = M_x = 0$, 由此得到不考虑人车动力学耦合作用的微型汽车操纵稳定模型,其微分方程退化为传统三自由度操纵稳定性方程,包括转向运动方程和簧上质量侧倾运动方程^[16]。此时忽略人车之间的相对运动和力学作用,将驾驶人体和簧上质量看作一个整体,而由此造

成的微型汽车总质量和质量分布的变化,可近似认为:

$$I'_{1Z} = I_{1Z} + I_{2Z}, I'_{1X} = I_{1X} + I_{2X}, m'_1 = m_1 + m_2, \\ m'_s = m_s + m_2, h = (m_1 h_1 + m_2 h_2) / m'_s.$$

雷诺 Twizy 入门级微型电动车,最高车速为 40 km/h,对于总质量在 100 kg 左右的代步车,其最高车速一般不超过 20 km/h. 以国外一微型电动汽车为原型,参考其轴距、轮距以及总质量得到模型 A,保持结构尺度不变,调整其整备质量到 200 kg,得到模型 B,参考国内老年代步车的总质量和结构

尺寸得到微车模型 C. 以模型车在 0.4 g 侧向加速度下产生 2.5°的侧倾角为标准选取悬架侧倾角刚度系数^[17],悬架相对阻尼系数为 0.3;参考摩托车、传统轿车轮胎侧偏刚度对微车模型轮胎侧偏刚度系数取值^[10,18];转动惯量由 ADAMS 虚拟样机模型和经验公式估算^[19]. 计算所需的参数如表 2 所示. 结合以上数学模型,基于 Matlab/Simulink 计算并分析了前轮转角为 5°时,驾驶人体与微车之间的这种人-车动力学耦合作用对不同整备质量的微型汽车操纵稳定性的影响. 计算结果如图 7、表 3 所示.

表 2 计算主要参数
Tab.2 Main parameters for simulation

模型	m_1 /kg	a /m	K_ϕ /(N · rad ⁻¹)	k_f /(N · rad ⁻¹)	h_1 /m	l_x /m	I_{z1} /(kg · m ²)	I_{x1} /(kg · m ²)	l_a /m	h_a /m
A	450	0.800	13 000	-29 600	0.350	0.050	380.0	120.0	0.152	0.577
B	200	0.800	7 200	-22 600	0.350	0.050	174.0	52.0	0.152	0.577
C	100	0.600	5 700	-25 600	0.350	0.050	49.0	18.0	0.152	0.577

模型	m_{s1} /kg	b /m	C_p /(N · m · s · rad ⁻¹)	k_r /(N · rad ⁻¹)	h_2 /m	u /(m · s ⁻¹)	I_{z2} /(kg · m ²)	I_{x2} /(kg · m ²)	l_b /m	h_b /m
A	270	0.900	1 143	-31 800	0.550	10	5.4	26.0	-0.153	0.767
B	100	0.900	663	-27 800	0.550	10	5.4	26.0	-0.153	0.767
C	50	0.600	496	-19 800	0.550	6	5.4	26.0	-0.153	0.767

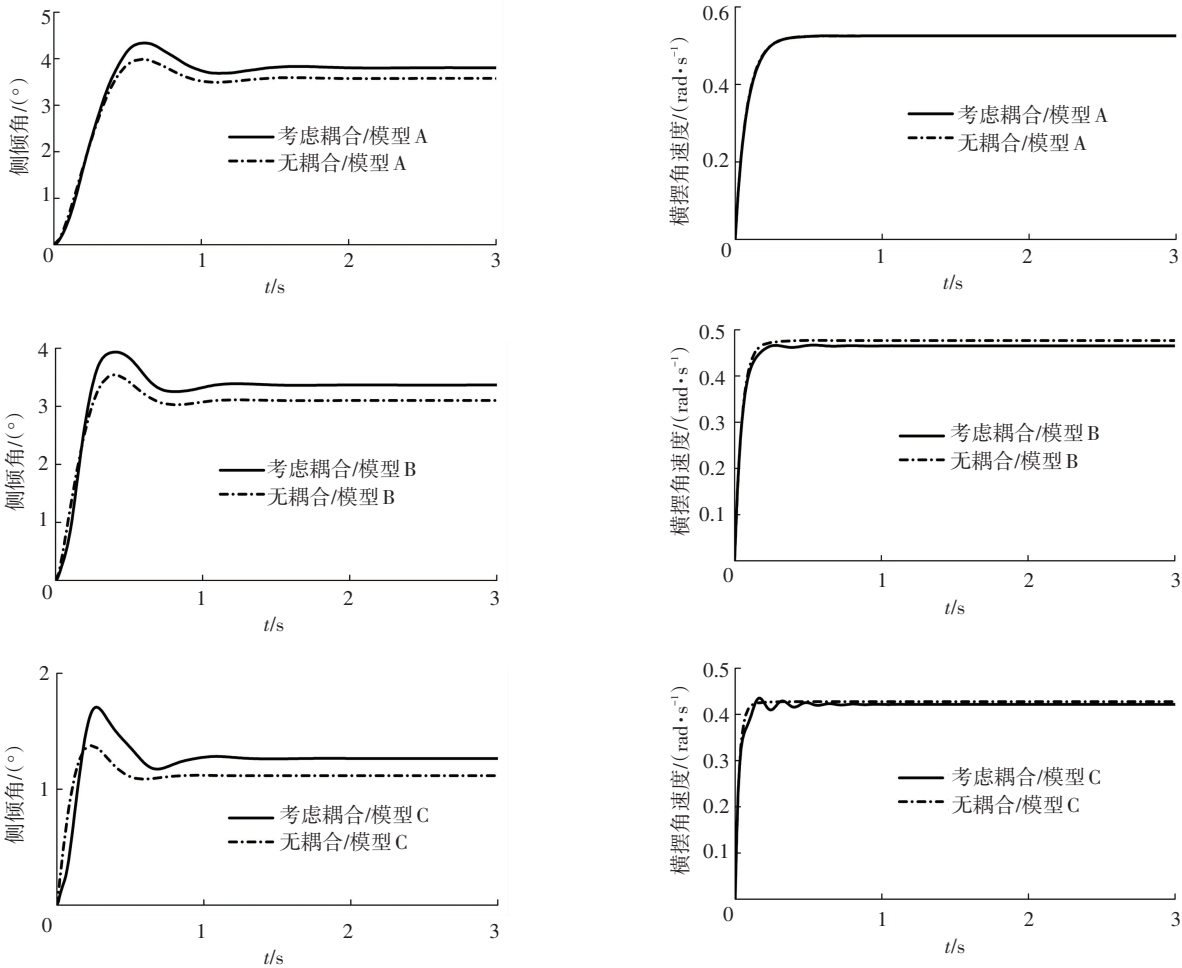


图 7 侧倾角和横摆角速度响应
Fig.7 Responses of roll angle and yaw rate

表 3 侧倾响应稳态值与超调量

Tab.3 Steady-stable values and overshoots of roll responses

模型车	稳态值/(°)		超调量/%	
	无耦合	考虑耦合	无耦合	考虑耦合
A	3.58	3.81	11.5	14.0
B	3.10	3.37	14.2	17.8
C	11.20	1.26	23.1	34.8

从图 7 可以看出,人-车动力学耦合作用延长了侧倾响应时间,增大了侧倾角的稳态值、瞬态峰值、以及超调量,而超调量越大,就增加了微车的不稳定趋势;随着微车整车质量的减小,耦合作用对车身侧倾角响应的影响越加明显. 从表 3 中可以看出,对于模型 A、B 和 C,其侧倾角稳态值之差分别为 0.23°、0.27°、0.14°,对应的相对增量分别为 6.4%、8.7%和 13.3%(由于模型 C 的结构尺度小和质量轻,并且老年代步车的速度不高,因此其仿真车速为 5 m/s²,倘若模型 C 仿真车速与模型 A 和 B 一致,侧倾角稳态值之差为 0.44°,所以这里主要以相对增量为考察指标);而超调量之差分别为 2.5%、3.6%和 11.7%. 人-车动力学耦合作用对微型汽车横摆角速度响应稳态值和瞬态峰值的影响不太明显,特别是对模型 A,对于结构尺度和质量都比较接近人体的模型 B 和模型 C 而言,人-车动力学耦合作用减小了其响应的稳态值,使曲线波动变大,延长

了峰值反应时间. 汽车转向时,驾驶人体相对于微型汽车的侧倾运动,以及在离心力的作用下相对于车身向外侧的移动,使簧上质量载荷转移更多,外侧悬架的压缩量更大,所以考虑人-车动力学耦合作用的侧倾角会比无耦合时的侧倾角响应大. 由于驾驶人体绕 Z 轴的惯性矩远比微车小,此耦合作用对横摆角速度响应的影响不明显,只有当微车的结构尺度和质量充分接近时,才会产生一定影响.

基于上述仿真参数,保持前轮转角不变,微型汽车以 0.2 m/s² 的加速度,从 1 m/s 的初速度开始加速. 仿真开始一段时间后,模型车侧向加速度达到 4 m/s²,转向半径比与侧向加速度的关系($R/R_0 - a_{1y}$) 曲线如图 8 所示. 在规定的侧向加速度范围内,转向半径比呈逐渐增大的趋势,因此模型车具有不足转向特性. 对于模型 B 和模型 C,人车动力学耦合作用增大了转向半径比,即使模型的不足转向特性增加. 在相同驱动模式下,微型汽车侧倾角与侧向加速度的关系($\phi_1 - a_{1y}$) 如图 9 所示. 侧倾角几乎随侧向加速度呈线性增加的趋势,在相同侧向加速度的情况下,人-车动力学耦合作用增加了侧倾角响应,并且随着侧向加速度的增大,是否考虑这种耦合作用的响应差值越明显. 随着汽车结构尺度和整车质量越接近驾驶人体,耦合作用的影响愈加显著.

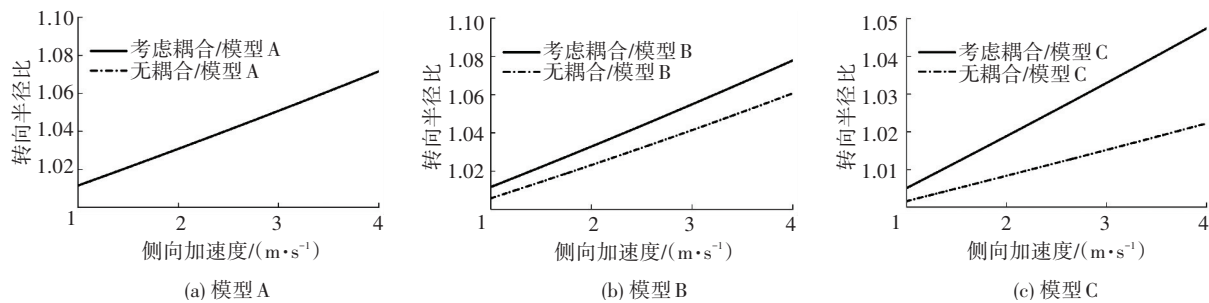


图 8 转向半径比与侧向加速度关系

Fig.8 Relationship between the ratio of turning radius and lateral acceleration

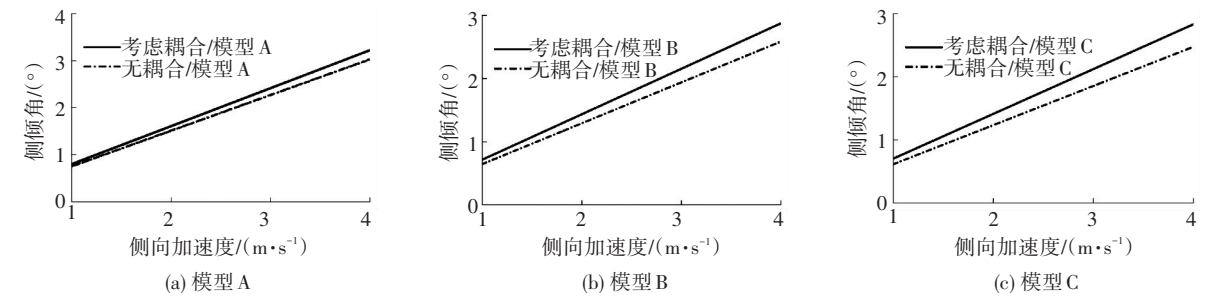


图 9 侧倾角与侧向加速度的关系

Fig.9 Relationship between roll angle and lateral acceleration

4 结 论

1) 人-车动力学耦合对微型汽车侧倾角响应具有显著的影响,并且随着微车整备质量的减小,作用越明显,而对横摆角速度影响较小。

2) 人-车动力学耦合作用增加了微型汽车不足转向趋势,延长了系统响应时间,增大了侧倾角的稳态值、瞬态峰值、以及超调量,而减小了横摆角速度的稳态值,并使曲线波动变大。

3) 识别了在侧向、侧倾和横摆方向的坐姿人体与汽车座椅之间的刚度-阻尼参数,丰富了人椅系统非线性动力学理论。

4) 微型汽车高安全性和高稳定性设计需要充分考虑人与汽车之间的动力学作用,本文提出的人-车系统非线性动力学模型,可为微型汽车的设计提供参考。

参考文献

- [1] CHAN C C. Outlook of electric, hybrid and fuel cell vehicles [J]. *Journal of Automotive Safety & Energy*, 2011, 23(6):507-516.
- [2] BONILLS D, SCHMITZ K E, AKISAWA A. Demand for mini cars and large cars; decay effects, and gasoline demand in Japan [J]. *Energy Policy*, 2012, 50(6):217-227. DOI: 10.1016/j.enpol.2012.06.061.
- [3] 刘宏,王贺武,罗茜,等.纯电动汽车生命周期3E评价及微型化发展[J].*交通科技与经济*,2007,9(6):45-48.
LIU Hong, WANG Hewu, LUO Qian, et al. *Energy, environment and economic assessment of life cycle for electric vehicle*[J]. *Technology & Economy in Areas of Communications*, 2007, 9(6):45-48.
- [4] 刘喜东,刘应东.考虑转向速度的汽车操纵稳定性分析[J].*机械工程学报*,2011,47(10):95-100. DOI: 10.3901/JME.2011.10.095.
LIU Xidong, LIU Yingdong. *Analysis on vehicle handling and stability considering steering velocity*[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2011, 47(10):95-100. DOI: 10.3901/JME.2011.10.095.
- [5] 魏道高,王子涵,张翼天,等.转向系间隙对汽车操纵稳定性影响研究[J].*汽车工程*,2014,36(2):139-144.
WEI Daogao, WANG Zihan, ZHANG Yitian, et al. *A study on the influence of clearance in steering system on vehicle handling and stability*[J]. *Automobile Engineering*, 2014, 36(2):139-144.
- [6] HIERLINGER I, LIENKAMP M, UNGER J, et al. Potential of a precrash lateral occupant movement in side collisions of (electric) minicars[J]. *Traffic Injury Prevention*, 2015, 16: 153-158.
- [7] SHU Hongyu, YIN Denghua, CHEN Qiping, et al. Influence of size scale on stable steering characteristic in miniature electric vehicle [J]. *International Journal of Electric and Hybrid Vehicles*, 2013, 5(2): 155-165. DOI: 10.1504/IJEHV.2013.056306.
- [8] LUO Shuang, SHU Hongyu, CHEN Xianbao. Human vehicle dy-

namics coupling effect of miniature vehicle roll characteristic[J]. *International Journal of Electric and Hybrid Vehicles*, 2016, 8(2): 97-108. DOI: 10.1504/IJEHV.2016.078340.

- [9] GUDARZI M, OVEISI A. Robust control for ride comfort improvement of an active suspension system considering uncertain driver's biodynamics[J]. *Journal of Low Frequency Noise Vibration and Active Control*, 2014, 33(3): 317-339. DOI: 10.1260/0263-0923.33.3.317.
- [10] 董红亮,邓兆祥,来飞.基于人-车系统的摩托车操纵稳定性仿真[J].*吉林大学学报*, 2009, 39(3):566-570.
DONG Hongliang, DENG Zhaoxiang, LAI Fei. *Simulation of handling stability of motorcycle based on rider-motorcycle system*[J]. *Journal of Jilin University*, 2009, 39(3):566-570.
- [11] 喻凡,林逸.汽车系统动力学[M].北京:机械工业出版社,2005:235-236.
YU Fan, LIN Yi. *Vehiclesystem dynamics*[M]. Beijing: China Machine Press, 2005:235-236.
- [12] TANAKA M L, ROSS S D, NUSSBAUM M A. Mathematical modeling and simulation of seated stability[J]. *Journal of Biomechanics*, 2010, 43(5):906-912. DOI: 10.1016/j.jbiomech.2009.11.006.
- [13] LI Wenhao, ZHANG Ming, LV Guomin, et al. Biomechanical response of the musculoskeletal system to whole body vibration using a seated driver model[J]. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 2015, 45:91-97. DOI: 10.1016/j.ergon.2014.12.006.
- [14] BEARD G F, GRIFFIN M J. Discomfort of seated persons exposed to low frequency lateral and roll oscillation: effect of backrest height [J]. *Applied Ergonomics*, 2016, 54:51-61. DOI: 10.1016/j.apergo.2015.11.010.
- [15] 中国国家标准化管理委员会.成年人人体惯性参数:GB/T 17245—2004[S].北京:中国标准研究中心,2004.
Standardization Administration of the People's Republic of China. *Inertial parameters of adult human body: GB/T 17245—2004* [S]. Beijing: Standards Research Center of China, 2004.
- [16] 陈建国,程军圣,聂永红,等.转向工况下车辆主动悬架的侧倾控制[J].*汽车工程*, 2014, 36(5):616-620.
CHEN Jianguo, CHENG Junsheng, NIE Yonghong, et al. *Roll control of vehicle active suspension under steering condition*[J]. *Automobile Engineering*, 2014, 36(5):616-620.
- [17] 罗永革,冯樱.汽车设计[M].北京:机械工业出版社,2011:177-178.
LUO Yongge, FENG Ying. *Automobile design*[M]. Beijing: China Machine Press, 2011:177-178.
- [18] 余志生.汽车理论[M].北京:机械工业出版社,2009:138-139.
YU Zhisheng. *Theory of the automobile* [M]. Beijing: China Machine Press, 2009:138-139.
- [19] 殷吕,吕草,李磊.基于Adams/Car车身横摆响应分析及改进[J].*客车技术与研究*,2016(6):22-25+49.
YIN Lü, LÜ Cao, LI Lei. *Analysis and improvement on vehicle body yaw based on Adams/Car*[J]. *Bus Technology and Research*, 2016(6):22-25+49.

(编辑 杨 波)