

采用改进 Bingham 模型的两自由度汽车悬架动力分析

李韶华, 杨绍普, 郭树起

石家庄铁道学院机械工程分院, 石家庄 050043

摘要 采用一种改进的 Bingham 模型描述汽车悬架中的磁流变阻尼力, 采用平方非线性模型描述轮胎刚度, 通过平均法得到了两自由度汽车悬架系统振动的一次近似解和幅频响应曲线, 并进行了数值验证。研究了系统参数对动态轮胎力的影响, 结果表明, 增加改进的 Bingham 模型中的参数 C_1 、 F_y 、 V_0 都会减小动态轮胎力, 但是 C_1 、 F_y 的影响较大, 而 V_0 的影响较小; 平方非线性轮胎刚度系数对动态轮胎力的影响非常小。研究结果可为减小汽车振动、防止道路破坏提供理论参考。

关键词 汽车悬架; 非线性; 改进 Bingham 模型; 平均法; 轮胎动载

中图分类号 U461, O322

文献标识码 A

文章编号 1000-7857(2009)02-0033-05

Dynamical Analysis of a Two DOF Vehicle Suspension System Using Revised Bingham Model

LI Shaohua, YANG Shaopu, GUO Shuqi

School of Mechanical Engineering, Shijiazhuang Railway
Institute, Shijiazhuang 050043, China

Abstract A revised Bingham model for MRF damping is used to describe the nonlinear damping force of vehicle suspension. The nonlinear stiffness of tire is in a form of squared relations. An analytical solution for the two DOF vehicle system's dynamical response is obtained by averaging method, which is verified by the numerical solution. In addition, the effect of system parameters on the dynamical tire force is also studied. It is found that with the increase of C_1 , F_y and V_0 in the revised Bingham model, the tire force decreases and the effect of C_1 and F_y on the tire force is greater than that of V_0 ; the effect of square nonlinearity of the tire stiffness on the tire force is small. The results of this study may be relevant to the vehicle vibration control and the avoidance of road damage.

Keywords vehicle suspension; nonlinearity; revised Bingham model; averaging method; dynamical tire force

0 引言

近年来随公路交通量和汽车载重量的增加, 由汽车动载

引起的道路破坏现象日益严重。汽车悬架中的减振器和轮胎都是非线性的, 所以有必要建立与实际情况更加相符的非线性汽车悬架系统, 精确地研究汽车的动力学特性及汽车动载对道路破坏的影响。然而, 以往对汽车动载及道路破坏的研究多以线性模型为基础, 得出的结果只可近似反映汽车悬架系统的动力学行为^[1-2]。

目前, 国内外对非线性汽车悬架系统的研究主要集中在非线性阻尼、变刚度、轮胎非线性、非线性控制 4 个方面。Zhu Q 等^[3]研究了采用非线性刚度和非线性阻尼的汽车悬架模型的分岔和混沌; 袁熙定等^[4]通过实验建立了轮胎刚度的非线性模型; 孟泉^[5]以非线性刚度和非线性阻尼为参变量研究了多频激励下汽车悬架系统的分岔特性; Yang Shaopu 等^[6-7]提出了一种改进 Bingham 模型来模拟汽车悬架中的非线性阻尼力, 并基于单自由度汽车悬架模型研究了系统的主共振。但是, 基于多自由度非线性汽车悬架模型研究汽车动载对道路破坏的报道尚不多见。

本研究采用一种改进 Bingham 模型^[6-7]来模拟汽车悬架中的非线性阻尼力, 采用平方非线性模型^[4]模拟轮胎刚度, 路面激励用简谐激励来模拟。首先, 利用多自由度非线性振动的平均法^[8]研究了两自由度非线性汽车悬架系统动力响应, 得到了车体和车轮振动的一次近似解和幅频响应方程, 并通过数值积分对理论解进行了验证。然后, 研究了非线性阻尼力中的 3 个参数及非线性轮胎刚度对动态轮胎力的影响, 可为有效地控制汽车悬架系统的振动、减小汽车动载对路面的影响提供理论指导。

收稿日期: 2008-11-17

基金项目: 国家杰出青年科学基金项目(50625518); 国家自然科学基金项目(10672107); 河北省自然科学基金项目(E2007000657)

作者简介: 李韶华, 副教授, 研究方向为车辆工程, 电子信箱: lshsjz@163.com

1 系统一次近似解及幅频响应

本文采用两自由度 1/4 汽车悬架模型(图 1)。系统的运动微分方程为

$$\begin{cases} m_1 y_1'' + K_2(y_1 - y_2) + F_k + C_1(y_1' - y_0') = 0 \\ m_2 y_2'' + K_2(y_2 - y_1) + F_c = 0 \end{cases} \quad (1)$$

其中, m_1 、 m_2 分别为车轮、车体质量; y_1 、 y_2 分别是车轮、车体绝对垂直位移; K_2 是弹簧刚度; C_1 为轮胎阻尼。

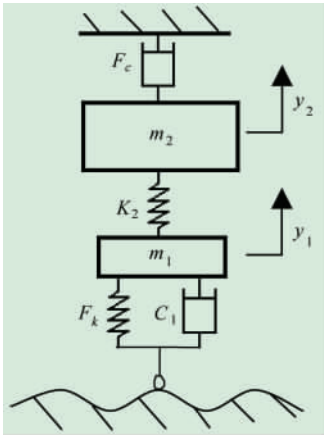


图 1 两自由度 1/4 汽车模型

Fig. 1 A quarter of the two DOF car model

y_0 是路面位移激励, 其表达式为 $y_0 = B_0 \sin \Omega t$ 。

F_c 是悬架天棚阻尼力, 采用描述磁流变阻尼力的改进 Bingham 模型^[6-7], 表达式为

$$F_c = C_2 y_2' + F_y \operatorname{sgn}(y_2' \mp V_0)$$

其中, C_2 是黏性阻尼系数, F_y 是控制力, V_0 是磁流变阻尼器的零力速度。

F_k 是轮胎非线性弹性力, 其表达式为

$$F_k = K_1(y_1 - y_0) + \varepsilon K_1(y_1 - y_0)^2$$

其中, K_1 是轮胎线性刚度, ε 是非线性刚度系数。

取无量纲位移 $x_1 = y_1/B_0$, $x_2 = y_2/B_0$, 无量纲时间 $\tau = \Omega t$, 对式(1)进行无量纲化, 可得系统的无量纲运动微分方程

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 + B_{11}(x_1 - x_2) + B_{12}\dot{x}_1 + B_{13}(x_1 - \sin \tau)^2 = B_{12} \sin \tau + B_{13} \cos \tau \\ \ddot{x}_2 + B_{21}(x_2 - x_1) + B_{22}\dot{x}_2 + B_{23} \operatorname{sgn}(\dot{x}_2 \mp \dot{x}_{20}) = 0 \end{cases} \quad (2)$$

其中, $\dot{x} = \frac{dx}{d\tau}$, $\ddot{x} = \frac{d^2x}{d\tau^2}$, $B_{11} = \frac{K_2}{\Omega^2 m_1}$, $B_{12} = \frac{K_1}{\Omega^2 m_1}$, $B_{13} = \frac{C_1}{\Omega m_1}$, $B_{14} = \frac{K_1 \varepsilon B_0}{\Omega^2 m_1}$, $B_{21} = \frac{K_2}{\Omega^2 m_2}$, $B_{22} = \frac{C_2}{\Omega m_2}$, $B_{23} = \frac{F_y}{\Omega m_2}$, $\dot{x}_0 = \frac{V_0}{\Omega B_0}$ 。

在国际单位制下, 式(2)中非线性系数 B_{14} 和 B_{23} 与其他项系数相比是小值。因此, 系统(2)是一个弱非线性系统, 可用非线性振动理论中的平均法进行研究。设式(2)的解为

$$\begin{cases} x_i = a_i \cos \varphi_i \\ \dot{x}_i = -a_i \sin \varphi_i \end{cases} \quad (3)$$

其中, $\varphi_i = \tau - \theta_i$, $i=1, 2$ 。

对式(3)求导并与式(2)联立, 可得

$$\begin{cases} \dot{a}_i \cos \varphi_i + a_i \dot{\theta}_i \sin \varphi_i = 0 \\ \dot{a}_i \sin \varphi_i - a_i \dot{\theta}_i \cos \varphi_i = f_i \end{cases} \quad (4)$$

其中, $i=1, 2$ 。

$$f_1 = -B_{11}a_2 \cos \varphi_2 + (B_{11} + B_{12} - 2B_{14} \sin \tau)a_1 \cos \varphi_1 - B_{13}a_1 \cos \varphi_1 +$$

$$B_{14}a_1^2 \cos^2 \varphi_1 - B_{12} \sin \tau - B_{13} \cos \tau + B_{14} \sin^2 \tau$$

$$f_2 = (B_{21} - 1)a_2 \cos \varphi_2 - B_{21}a_1 \cos \varphi_1 - B_{22}a_2 \sin \varphi_2 +$$

$$B_{23} \operatorname{sgn}(-a_2 \sin \varphi_2 \mp \dot{x}_{20})$$

由式(4)可解得

$$\begin{cases} \dot{a}_i = f_i \sin \varphi_i \\ a_i \dot{\theta}_i = -f_i \cos \varphi_i \end{cases} \quad (5)$$

对式(5)进行 K-B 变换, 并利用 $\varphi_1 - \varphi_2 = \theta_2 - \theta_1$, 可得系统的平均方程

$$\begin{cases} \dot{a}_1 = P_1 \\ a_1 \dot{\theta}_1 = R_1 \\ \dot{a}_2 = P_2 \\ a_2 \dot{\theta}_2 = R_2 \end{cases} \quad (6)$$

其中

$$P_1 = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} f_1 \sin \varphi_1 d\varphi_1$$

$$= \frac{1}{2} B_{11} a_2 \sin(\theta_1 - \theta_2) + \frac{1}{2} B_{13} \sin \theta_1 - \frac{1}{2} B_{12} \cos \theta_1$$

$$R_1 = -\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} f_1 \cos \varphi_1 d\varphi_1$$

$$= \frac{1}{2} B_{11} a_2 \cos(\theta_1 - \theta_2) + \frac{1}{2} B_{13} \cos \theta_1 + \frac{1}{2} B_{12} \sin \theta_1 +$$

$$\frac{1}{2} (1 - B_{12} + B_{13}) a_1$$

$$P_2 = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} f_2 \sin \varphi_2 d\varphi_2$$

$$= -\frac{1}{2} B_{22} a_2 - \frac{1}{2} B_{21} a_1 \sin(\theta_1 - \theta_2) +$$

$$\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} B_{23} \operatorname{sgn}(-a_2 \sin \varphi_2 \mp \dot{x}_{20}) \sin \varphi_2 d\varphi_2$$

$$R_2 = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} f_2 \cos \varphi_2 d\varphi_2$$

$$= \frac{1}{2} (1 - B_{21}) a_2 + \frac{1}{2} B_{21} a_1 \cos(\theta_1 - \theta_2) -$$

$$\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} B_{23} \operatorname{sgn}(-a_2 \sin \varphi_2 \mp \dot{x}_{20}) \cos \varphi_2 d\varphi_2$$

P_2 及 R_2 中的第二项积分很难直接求解, 本文采用以下技巧:

设 $S_1 = -a_2 \sin \varphi_2 - \dot{x}_{20}$, $S_2 = -a_2 \sin \varphi_2 + \dot{x}_{20}$, $S_3 = B_{23} \operatorname{sgn}(-a_2 \sin \varphi_2 \mp \dot{x}_{20})$ 。绘出函数 S_1 及 S_2 随 φ_2 的变化规律(图 2), 函数 S_3 的变化规律如图 3 所示。

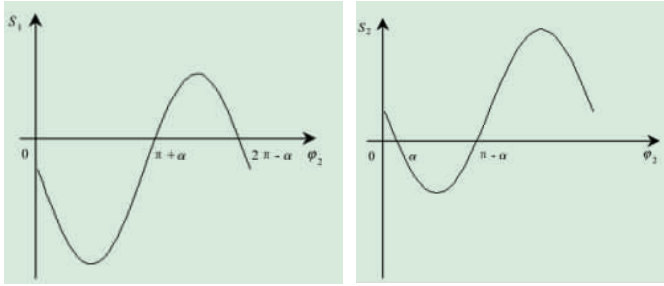


图2 函数 S_1 及 S_2
Fig. 2 Functions S_1 and S_2

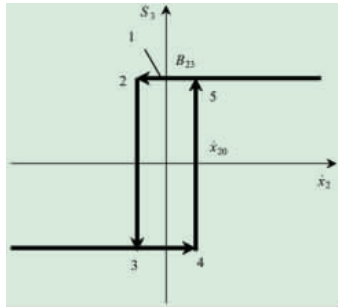


图3 函数 S_3
Fig. 3 Function S_3

图2中的 $\alpha = \arcsin(\dot{x}_{20}/a_2)$, 可由 $-a_2 \sin \varphi_2 + \dot{x}_{20} = 0$ 解得。从图2可见, 当 $\varphi_2 = \pi + \alpha$ 或 $2\pi - \alpha$ 时, 函数 S_1 取零值; 当 $\varphi_2 = \alpha$ 或 $\pi - \alpha$ 时, 函数 S_2 取零值。图3中的1、2、3、4、5点分别对应 φ_2 取 $0, \alpha, \pi - \alpha, \pi + \alpha, 2\pi - \alpha$ 。当 φ_2 从 $0 \sim 2\pi$ 变化一个周期时, S_3 在图3中从1点至2、3、4、5点, 再返回1点。因此, 这4个角度将 $0 \sim 2\pi$ 分为5个区域。结合图2及图3的分析结果, 可将 P_2 及 R_2 中的第二项积分分为5个区间, 并最终得到积分结果

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} B_{23} \operatorname{sgn}(-a_2 \sin \varphi_2 + \dot{x}_{20}) \sin \varphi_2 d\varphi_2 \\ &= \frac{B_{23}}{2\pi} \left(\int_0^\alpha \sin \varphi_2 d\varphi_2 + \int_\alpha^{\pi-\alpha} (-\sin \varphi_2) d\varphi_2 + \right. \\ & \quad \left. \int_{\pi-\alpha}^{\pi+\alpha} (-\sin \varphi_2) d\varphi_2 + \int_{\pi+\alpha}^{2\pi-\alpha} \sin \varphi_2 d\varphi_2 + \int_{2\pi-\alpha}^{2\pi} \sin \varphi_2 d\varphi_2 \right) \\ &= -\frac{2B_{23}}{\pi} \cos \alpha = -\frac{2B_{23} \sqrt{a_2^2 - \dot{x}_{20}^2}}{\pi a_2} \end{aligned} \quad (7a)$$

$$\begin{aligned} & -\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} B_{23} \operatorname{sgn}(-a_2 \sin \varphi_2 + \dot{x}_{20}) \cos \varphi_2 d\varphi_2 \\ &= -\frac{B_{23}}{2\pi} \left(\int_0^\alpha \cos \varphi_2 d\varphi_2 + \int_\alpha^{\pi-\alpha} (-\cos \varphi_2) d\varphi_2 + \right. \\ & \quad \left. \int_{\pi-\alpha}^{\pi+\alpha} (-\cos \varphi_2) d\varphi_2 + \int_{\pi+\alpha}^{2\pi-\alpha} \cos \varphi_2 d\varphi_2 + \int_{2\pi-\alpha}^{2\pi} \cos \varphi_2 d\varphi_2 \right) \\ &= -\frac{2B_{23}}{\pi} \sin \alpha = -\frac{2B_{23} \dot{x}_{20}}{\pi a_2} \end{aligned} \quad (7b)$$

令 $\dot{a}_1 = \dot{a}_2 = \dot{\theta}_1 = \dot{\theta}_2$, 代入式(6), 可得系统的定常解方程

$$\begin{cases} \frac{1}{2} B_{11} a_2 \sin(\theta_1 - \theta_2) + \frac{1}{2} B_{13} \sin \theta_1 - \frac{1}{2} B_{12} \cos \theta_1 = 0 \\ \frac{1}{2} B_{11} a_2 \cos(\theta_1 - \theta_2) + \frac{1}{2} B_{13} \cos \theta_1 + \frac{1}{2} B_{12} \sin \theta_1 + \frac{1}{2} (1 - B_{12} + B_{13}) a_1 = 0 \\ -\frac{1}{2} B_{22} a_2 - \frac{1}{2} B_{21} a_1 \sin(\theta_1 - \theta_2) - \frac{2B_{23} \sqrt{a_2^2 - \dot{x}_{20}^2}}{\pi a_2} = 0 \\ \frac{1}{2} (1 - B_{21}) a_2 + \frac{1}{2} B_{21} a_1 \cos(\theta_1 - \theta_2) - \frac{2B_{23} \dot{x}_{20}}{\pi a_2} = 0 \end{cases} \quad (8)$$

消去式(8)第3、4式中的 $\theta_1 - \theta_2$, 可得

$$\begin{aligned} & \left(B_{22} a_2 \pi + 4B_{23} \sqrt{\frac{a_2^2 - \dot{x}_{20}^2}{a_2}} \right)^2 a_2^2 + (-\pi a_2^2 + B_{21} \pi a_2^2 - 4\dot{x}_{20} B_{23})^2 \\ &= B_{21}^2 \pi^2 a_1^2 a_2^2 \end{aligned} \quad (9)$$

由式(8)第4式可得

$$\cos(\theta_1 - \theta_2) = [(B_{21} - 1) \pi a_2^2 - 4B_{23} \dot{x}_{20}] / (B_{21} \pi a_1 a_2) \quad (10)$$

将式(8)第1、2式中的 $\sin \theta_1, \cos \theta_1$ 项移至方程右侧, 两式平方后相加, 并将式(10)代入, 可得

$$\begin{aligned} & B_{11}^2 a_2^2 + (1 - B_{11} - B_{12} + B_{13})^2 a_1^2 + \frac{2B_{11}}{B_{21} \pi} (1 - B_{11} - B_{12} + B_{13}) (-\pi a_2^2 + \\ & B_{21} \pi a_2^2 - 4\dot{x}_{20} B_{23}) = B_{12}^2 + B_{13}^2 \end{aligned} \quad (11)$$

联立式(9)及式(11)即可解出 a_1 及 a_2 , 代入式(8)即可解得 θ_1 及 θ_2 。从而可得到系统稳态响应的一次近似解为

$$x_1 = a_1 \cos(\tau - \theta_1), \quad x_2 = a_2 \cos(\tau - \theta_2) \quad (12)$$

注意到式(9)及式(11)中的系数都是激励频率的函数, 所以根据式(9)及式(11), 消去 a_1 即可得到无量纲车体位移 x_2 的稳态解幅频响应方程, 消去 a_2 即可得到无量纲车轮位移 x_1 的稳态解幅频响应方程。

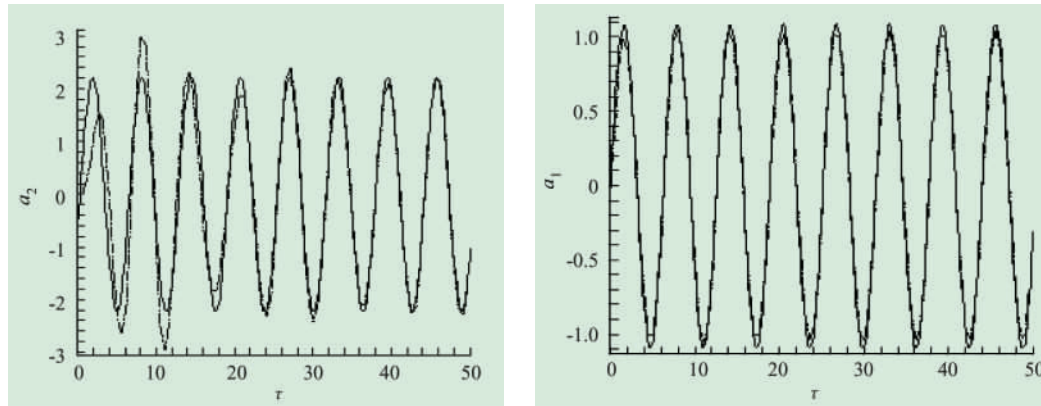
2 数值仿真

以重型卡车为例, 选取系统参数 $m_2 = 10109 \text{ kg}, m_1 = 190 \text{ kg}, K_2 = 75000 \text{ N/m}, K_1 = 2060000 \text{ N/m}, C_2 = 30000 \text{ Ns/m}, C_1 = 900 \text{ N} \cdot \text{s}^2/\text{m}, F_j = 1000 \text{ N}, V_0 = 0.2 \text{ m/s}, B_0 = 0.01 \text{ m}, \Omega = 2 \text{ Hz}$ 。

根据式(12)得到车体和车轮位移响应的理论解, 如图4中的实线所示。初始条件取为 $x=0, \dot{x}=0$, 用 Maple 对式(2)进行数值积分, 得到的数值解如图4中的虚线所示。从图4可以看出, 车体及车轮时域响应的理论解与数值解吻合得很好, 从而证明了一次近似解(12)的正确性。

根据平均法得到幅频响应方程后, 利用 Maple 自带的隐函数绘图功能, 可绘出车体和车轮的位移幅频响应曲线, 如图5中的实线所示。初始条件取为 $x=0, \dot{x}=0$, 激励频率取 $1 \sim 6 \text{ Hz}$, 间隔 0.2 Hz 。分别用 Maple 对式(2)进行数值积分, 将稳态响应的最大值作为振动幅值, 得到的结果如图5中的方框所示。从图5可以看出, 理论幅频响应曲线与数值结果吻合得很好, 从而验证了幅频响应方程的正确性。

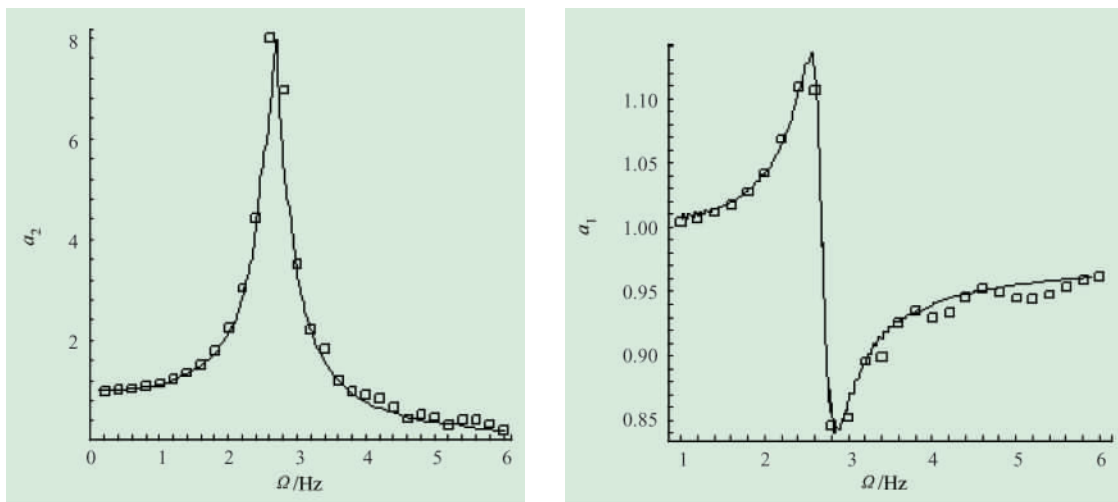
另外, 从图5可见, 当路面激励频率接近 2.7 Hz 时, 车体



(a) 车体位移
(a) Vehicle body displacement
(b) 车轮位移
(b) Wheel displacement

图 4 数值解与理论解对比

Fig. 4 Comparison of numerical solutions and theoretical solutions



(a) 车体幅频响应
(a) Amplitude frequency response of vehicle body displacement
(b) 车轮幅频响应
(b) Amplitude frequency response of wheel displacement

图 5 幅频响应曲线的数值验证

Fig. 5 Numerical verification of amplitude frequency response curve

和车轮均发生共振,这正是车体的固有频率。取路面不平顺波长为 10 m,则 2.7 Hz 对应汽车的行驶速度为 15 km/h。这说明,重载车辆在低速行驶时非常危险,会引起汽车系统发生共振,使汽车振动加剧,并且严重影响路面的使用情况。因此,有必要用非线性振动理论计算重载车辆的共振频率,使汽车在公路上行驶时尽量避免这个速度。

改变某一参数的取值,固定其他参数不变,可研究该参数对系统动力学特性的影响。车辆动载不仅直接影响车辆的动力学性能,而且是道路破坏的主要原因。因此,本文重点研究了非线性阻尼力模型中的 3 个参数—— F_y 、 V_0 、 C_1 及非线性轮胎刚度系数 ε 对动态轮胎力的影响,如图 6~图 9 所示。

从图 6~图 9 可以看出:① 增加磁流变液的阻尼系数 C_1 、屈服力 F_y 、零力速度 V_0 都会减小动态轮胎力,但 C_1 、 F_y 的影

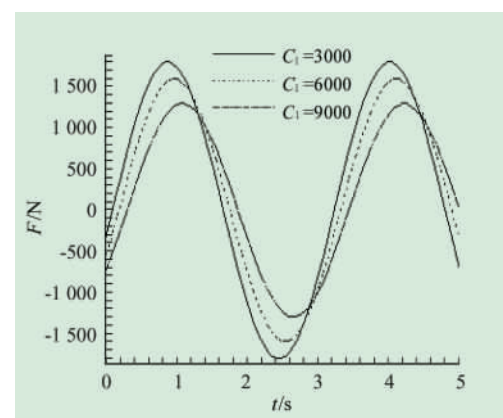


图 6 C_2 对动态轮胎力的影响

Fig. 6 Effect of C_2 on dynamical tire force

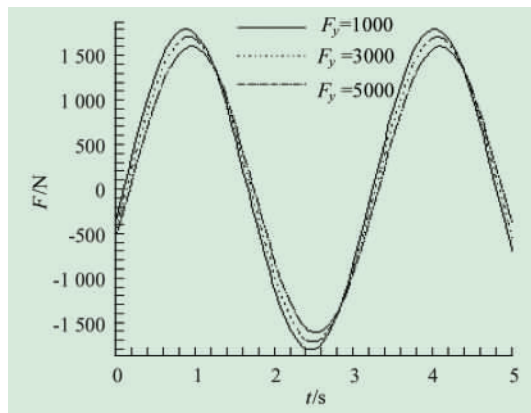


图 7 F_y 对动态轮胎力的影响
Fig. 7 Effect of F_y on dynamical tire force

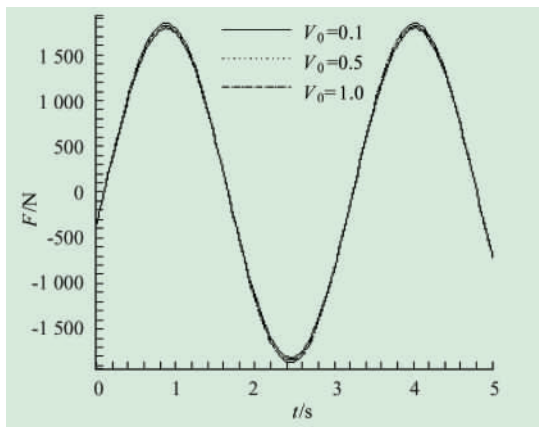


图 8 V_0 对动态轮胎力的影响
Fig. 8 Effect of V_0 on dynamical tire force

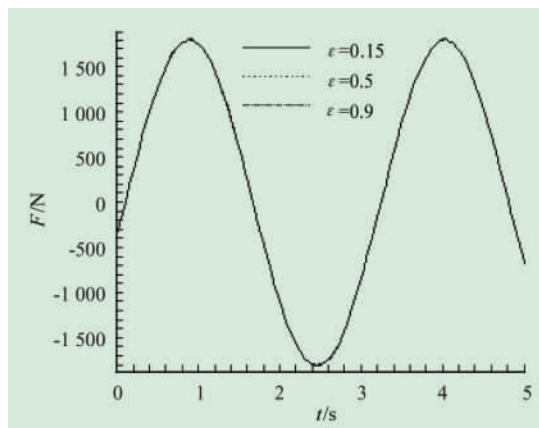


图 9 ϵ 对动态轮胎力的影响
Fig. 9 Effect of ϵ on dynamical tire force

响较大,而 V_0 的影响较小;② 非线性轮胎刚度系数 ϵ 对动态轮胎力的影响非常小。因此,当轮胎非线性刚度较小时可以用线性刚度计算轮胎动载。

3 结论

通过平均法得到了两自由度汽车悬架系统响应的一次近似解。此解形式简单,并与数值结果非常吻合,可用于非线性汽车振动对路面响应的研究。

通过对系统幅频响应曲线的分析发现,重载车辆的行驶速度并不是越高越危险,而是在低速行驶时非常危险,会引起汽车系统发生共振,导致汽车与路面的振动加剧,严重影响行车安全性、舒适性和路面的使用寿命。因此,有必要用非线性振动理论研究重载车辆的共振频率,使汽车在公路上行驶时尽量避免这个速度。

另外,对影响动态轮胎力的因素进行了研究,包括磁流变液的阻尼系数 C_1 、屈服力 F_y 、零力速度 V_0 及非线性轮胎刚度系数 ϵ 。研究发现,增加 C_1 、 F_y 、 V_0 都会减小动态轮胎力,但是 C_1 、 F_y 的影响较大,而 V_0 的影响较小。非线性轮胎刚度系数 ϵ 对动态轮胎力的影响非常小。因此,在实际工程中可通过增加 C_1 、 F_y 减小汽车动载对道路破坏的影响。

参考文献 (References)

- [1] Cebon D. Theoretical road damage due to dynamic tyre forces of heavy vehicles[J]. *Proc Instn Mech Engrs*, 1988, 202:103-117.
- [2] 徐斌, 郑钢铁, 范铁. 道路破坏的影响因素及悬架参数优化[J]. *汽车工程*, 2000, 22(6): 418-422.
Xu Bin, Zheng Gangtie, Fan Tie. *Automotive Engineering*, 2000, 22(6): 418-422.
- [3] Zhu Q, Ishitobi M. Chaos and bifurcations in a nonlinear vehicle model [J]. *J Sound and Vibration*, 2004, 275(3-5): 1136-1146.
- [4] 袁熙定, 季学武, 王志浩, 等. 轮胎刚度的非线性特性 [J]. *吉林工业大学学报*, 1994, 24(76): 9-15.
Qu Xiding, Ji Xuewu, Wang Zhihao, et al. *Journal of Jilin University of Technology*, 1994, 24(76): 9-15.
- [5] 孟泉, 王洪礼. 汽车系统的分岔研究[J]. *汽车工程*, 2004, 26(1): 50-53.
Meng Quan, Wang Hongli. *Automotive Engineering*, 2004, 26(1): 50-53.
- [6] Yang Shaopu, Li Shaohua. A hysteresis model for MR damper [J]. *International Journal of Nonlinear Sciences and Numerical Simulation*, 2005, 6(2): 139-144.
- [7] 李韶华, 杨绍普. 采用改进 Bingham 模型的非线性汽车悬架的主共振 [J]. *振动与冲击*, 2006, 25(4): 109-111, 128.
Li Shaohua, Yang Shaopu. *Journal of Vibration and Shock*, 2006, 25(4): 109-111, 128.
- [8] 陈立群, 吴哲民. 多自由度非线性约束振动分析的平均法 [J]. *振动与冲击*, 2002, 21(3): 63-64.
Chen Liqun, Wu Zhemin. *Journal of Vibration and Shock*, 2002, 21(3): 63-64.

(责任编辑 陈广仁)

《科技导报》“学术争鸣”栏目征稿

科学研究需要争鸣和探索。《科技导报》设立“学术争鸣”栏目,旨在活跃学术气氛,开展学术讨论,促进学科的深入研究。本栏目欢迎对已发表的学术论文观点进行质疑,也欢迎广大作者对各个领域的科技问题进行开创性的学术探索。本栏目欢迎广大一线科技工作者投稿。投稿网址:www.kjdb.org;投稿邮箱:kjdbbjb@cast.org.cn。