

DOI:10.3969/j.issn.1000-1298.2010.08.006

基于侧向变刚度的轮胎多边形磨损机理分析*

李勇 左曙光

(同济大学汽车学院, 上海 201804)

【摘要】 考虑轮胎接地摩擦的非线性特性,建立了基于侧向变刚度的轮胎多边形磨损模型,并对系统的稳定性进行了分析,指出轮胎的自激振动是一种由系统 Hopf 分岔引起的稳定周期振动现象,通过数值仿真得到了引起胎面自激振动的车速和车轮前束角范围。结果表明:轮胎多边形磨损为一种典型的非线性自激振动现象,其发生与胎面的侧向振动有关,磨损边数近似等于胎面的侧向振动频率与车轮转动频率之比。所建模型能够很好地解释轮胎多边形磨损的形成机理。

关键词: 车辆 轮胎 多边形磨损 变刚度 机理

中图分类号: U463.341⁺.4 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2010)08-0025-06

Mechanism of Polygonal Wear of Tire Based on Variable Stiffness of Lateral

Li Yong Zuo Shuguang

(School of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract

Considering the nonlinear characteristic of tire's grounding friction, a polygonal wear model of tire was established based on variable stiffness of lateral. Then the stability of system was analyzed, and the self-excited vibration of tire was proved to be a kind of stable periodic vibration caused by Hopf bifurcation of system. Finally, the ranges of speed and toe-in angle which could motivate self-excited vibration were given through numerical simulation. The results showed that the polygonal wear was a typical nonlinear self-excitation vibration phenomenon caused by the tread's lateral self-excited vibration, and the polygonal number was equivalent to the ratio of the lateral vibration frequency of tire tread to the rotational frequency of tire. This model could explain the formation mechanism of the polygonal wear of tire.

Key words Vehicle, Tire, Polygonal wear, Variable stiffness, Mechanism

引言

在所有的轮胎磨损形式中,非正常磨损对轮胎使用寿命的影响最大,而偏磨损又是轮胎非正常磨损的主要形式,其中以从动轮的多边形磨损最为典型。这种磨损可导致轮胎提前报废,造成爆胎等严重威胁汽车行驶安全的事故。

近年来,国内外学者关于轮胎磨损机理做了大

量的工作^[1-4],而有关多边形磨损的研究却鲜有报道。日本 Sueoka A^[5] 研究小组将轮胎多边形磨损归纳为滚动接触系统,认为胎面磨损引起的垂向自激振动是其产生的根源,并根据实验结果给出了轮胎多边形磨损边数的计算公式,但是该研究只考虑了垂向自由度,并没有从根本上揭示轮胎多边形磨损的发生机理,不能合理地应用到汽车轮胎磨损研究中。为此,本文从轮胎与路面之间相互作用的机

收稿日期:2009-11-04 修回日期:2009-12-15

* 国家自然科学基金资助项目(50775162,50575163)

作者简介:李勇,博士生,主要从事汽车振动与噪声控制研究, E-mail: ly_ujs@126.com

通讯作者:左曙光,教授,博士生导师,主要从事汽车振动与噪声控制研究, E-mail: sgzuo@tongji.edu.cn

理出发,建立基于侧向变刚度的轮胎侧、垂向力耦合模型,分析轮胎多边形磨损的发生机理,并探讨车速和车轮定位参数对系统动力学行为的影响。

1 数学模型

轮胎磨损是一个长期复杂的过程,本文假设轮胎与路面之间只有两种类型的磨损:轮胎与路面之间的正常磨损,即周向均匀磨损;由于胎面扰动而造成的周向不均匀磨损。当胎面发生侧向振动时,胎面的磨损为均匀磨损和扰动磨损的叠加,导致轮胎磨损的周向不均匀,即可能产生轮胎多边形磨损现象。

1.1 胎面侧向振动

轮胎多边形磨损的产生与胎面的侧向振动有关,由文献[5~6]可以认为,多边形磨损的边数近似等于胎面的侧向振动频率与车轮转动频率之比。为了分析胎面的侧向振动,首先将胎面离散化,简化为若干集中质量体,取其中接地质量块作为研究对象,其与整个轮胎的连接方式如图1所示。

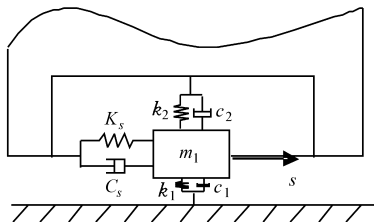


图1 胎面-路面自激振动理论模型

Fig.1 Theoretical model of self-excited vibration for tread-pavement

图中 K_s 和 C_s 分别为胎面侧向刚度和阻尼; k_1 和 c_1 分别为胎面垂向刚度和阻尼; k_2 和 c_2 分别为参与系统垂向振动的胎侧刚度和阻尼; m_1 为胎面质量。本文忽略轮胎垂向刚度的变化,只考虑充气压力和垂向荷载对侧向刚度的影响。根据前期实验,所用轮胎型号为 195/65R15,表1列出了不同充气压力和垂向荷载下的轮胎侧向刚度值^[7]。

这里只考虑轮胎气压为 280 kPa 时的情况,并

表1 不同气压与垂向荷载工况下侧向刚度

Tab.1 Lateral stiffness of tire at different vertical load and inflation pressure N/mm

垂向 载荷/N	气压/kPa				N/mm
	200	220	250	280	
2 000	597.479 6	608.952 1	640.687 6	620.336 2	586.545 9
3 000	635.728 8	717.315 4	776.137 5	708.366 2	669.406 2
4 000	664.004 0	746.424 7	788.887 0	730.811 6	682.419 1
5 000	672.224 8	765.911 5	803.794 4	751.715 5	692.493 2

忽略接地胎面与轮胎的侧向刚度的差别,由表1可得到胎面侧向刚度与垂向荷载的拟合公式为^[7]

$$K_s = -8650 + 500F(t) - 0.13F^2(t) + 1.1 \times 10^{-5} F^3(t) \quad (1)$$

式中 $F(t)$ ——轮胎所受垂向载荷

在行驶工况下,可认为 $F(t)$ 近似等于轮胎接地处的垂向压力 $p(t)$,将胎面侧向刚度改写成

$$K_s = [-8650 + 500p(t)/N_0 - 0.13(p(t)/N_0)^2 + 1.1 \times 10^{-5} (p(t)/N_0)^3] K_0 \quad (2)$$

式中 N_0 ——单位力

K_0 ——单位刚度, $K_0 = 1 \text{ N/m}$

在汽车行驶过程中,由于前束角的存在,轮胎在侧向方向上会获得一定的速度输入。设前束角为 θ ,汽车前进速度为 v ,则得到轮胎在侧向上相对于地面的线速度

$$v_b = v \sin \theta$$

胎面振动能量的输入来源于胎面与地面之间持续不断的摩擦力作用,即两者之间的相对速度变化是激励源。为了便于分析,将轮胎与地面间的平动简化为传动带的转动,如图2所示。

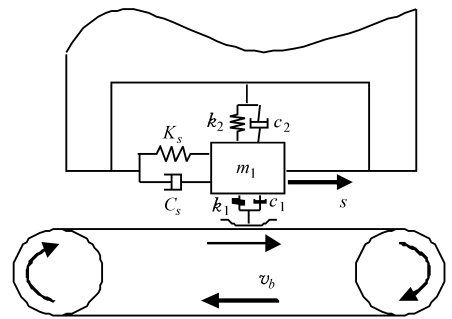


图2 胎面摩擦振动模型

Fig.2 Friction vibration model of tread

设胎面在传动带上相对于初始位置的位移为 s , m_1 与传动带间的相对速度为

$$v_r = \dot{s} - v_b$$

则胎面侧向振动的动力学方程为

$$m_1 \ddot{s} + C_s \dot{s} + K_s s + F_y(v_r) = 0 \quad (3)$$

式中 $F_y(v_r)$ ——胎面所受的侧向力

1.2 摩擦模型

对于侧向力,采用 LuGre 摩擦模型,表达式为^[8]

$$\begin{cases} F = \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + \sigma_2 v_r \\ \frac{dz}{dt} = v_r - \frac{\sigma_0 |v_r|}{G(v_r)} z \\ G(v_r) = F_s + (F_m - F_s) e^{-|v_r/v_s|^\phi} \end{cases} \quad (4)$$

式中参数含意详见文献[8]。

本文讨论速度恒定时的 LuGre 摩擦模型,此时

变形量 z 近似不变, 即 $\frac{dz}{dt} = 0$, 得到

$$z_{ss} = \frac{v_r}{|v_r| \sigma_0} G(v_r) = \text{sgn}(v_r) \frac{G(v_r)}{\sigma_0}$$

则稳态摩擦力为

$$F_{ss} = \text{sgn}(v_r) G(v_r) + \sigma_2 v_r$$

由式(4), 得胎面在侧向上受到的摩擦力为

$$F_y(v_r) =$$

$$\text{sgn}(v_r) p(t) \sin \alpha [\mu_s + (\mu_m - \mu_s) e^{-|v_r/v_s|^\phi}] + \sigma_2 v_r \quad (5)$$

式中 α ——车轮滑移角 μ_s ——动摩擦因数

μ_m ——最大静摩擦因数

1.3 车轮外倾的影响

由于车轮外倾角对系统的动力学行为有很大影响, 因此有必要分析由车轮外倾引起的振动。为了便于分析, 这里分别把悬架和轮胎等效为一水平直线和一接地线段, 并只考虑左半部分, 将外倾角进行放大处理, 如图 3 所示, 图中 η 为车轮外倾角, M 为后桥与轮胎的连接点, N 为后桥的中心。

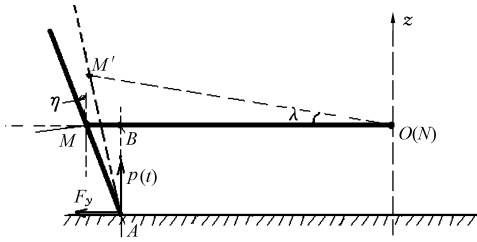


图 3 轮胎-悬架外倾振动示意图

Fig. 3 Schematic diagram of camber vibration of tire-suspension

通过简化, 轮胎与摆臂一起绕定点 O 在垂直于路面的平面内振动, λ 为轮胎定点 O 的振动角。它们与横梁之间的相互作用可以简化为一个具有扭转刚度 K_p 的扭簧和阻尼 C_p 的减震器。 MO 的长度为 L_p , $l_{MA} = r_r$, 为轮胎滚动半径, $l_{BA} = r_r \cos \eta$, $l_{BO} = L_p - r_r \sin \eta$ 。则轮胎绕定点 O 转动的运动微分方程为

$$J_p \ddot{\lambda} + C_p \dot{\lambda} + K_p \lambda = F_y r_r \cos \eta + p(t) (L_p - r_r \sin \eta) \quad (6)$$

式中 J_p ——轮胎及与它一起转动的部件绕定点 O 的转动惯量

1.4 侧、垂向力耦合模型

由于轮胎接地处的垂向压力对胎面的侧向振动有很大影响, 因此建立侧、垂向力耦合模型。参考经典 1/4 车辆模型, 则系统振动模型如图 4 所示。

图 4 中 m_2 为非簧载质量, k_3 和 c_3 分别为相应的悬架垂向刚度和阻尼; m_3 为簧载质量; λL_p 为胎面由外倾振动引起的垂向位移补偿, 如图 3, 从点 M 到 M' 的位移, 由于 λ 实际值很小, 在这里可将其视

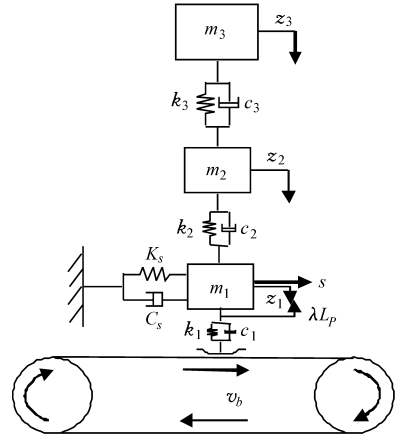


图 4 系统振动模型

Fig. 4 Vibration model

作一垂向变动微小位移。

根据振动理论, 则可以列出车身-轮胎-胎面垂向三自由度动力学方程

$$\begin{cases} m_1 \ddot{z}_1 + c_2 (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + k_2 (z_1 - z_2) + \\ c_1 (\dot{z}_1 - \dot{\lambda} L_p) + k_1 (z_1 - \lambda L_p) = 0 \\ m_2 \ddot{z}_2 + c_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + k_2 (z_2 - z_1) + \\ c_3 (\dot{z}_2 - \dot{z}_3) + k_3 (z_2 - z_3) = 0 \\ m_3 \ddot{z}_3 + c_3 (\dot{z}_3 - \dot{z}_2) + k_3 (z_3 - z_2) = 0 \end{cases} \quad (7)$$

轮胎接地处的垂向压力为

$$p(t) = p_0 + c_1 (\dot{z}_1 - \dot{\lambda} L_p) + k_1 (z_1 - \lambda L_p) \quad (8)$$

式中 p_0 ——轮胎接地处的垂向静压力

综合以上分析, 并忽略轮胎与地面间的相对粘滞, 即 $\sigma_2 = 0$, 可得整个系统的振动方程

$$\begin{cases} m_1 \ddot{z}_1 + c_2 (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + k_2 (z_1 - z_2) + \\ c_1 (\dot{z}_1 - \dot{\lambda} L_p) + k_1 (z_1 - \lambda L_p) = 0 \\ m_2 \ddot{z}_2 + c_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + k_2 (z_2 - z_1) + \\ c_3 (\dot{z}_2 - \dot{z}_3) + k_3 (z_2 - z_3) = 0 \\ m_3 \ddot{z}_3 + c_3 (\dot{z}_3 - \dot{z}_2) + k_3 (z_3 - z_2) = 0 \\ m_1 \ddot{s} + C_p \dot{s} + [-8650 + \\ 500p(t)/N_0 - 0.13(p(t)/N_0)^2 + \\ 1.1 \times 10^{-5}(p(t)/N_0)^3] K_0 s + \\ \text{sgn}(v_r) p(t) \sin \alpha [\mu_s + \\ (\mu_m - \mu_s) e^{-|v_r/v_s|^\phi}] = 0 \\ J_p \ddot{\lambda} + C_p \dot{\lambda} + K_p \lambda - \text{sgn}(v_r) p(t) \sin \alpha [\mu_s + \\ (\mu_m - \mu_s) e^{-|v_r/v_s|^\phi}] r_r \cos \eta - \\ p(t) (L_p - r_r \sin \eta) = 0 \end{cases} \quad (9)$$

对式(9)进行无量纲化, 引入变换

$$T = \sqrt{\frac{m_3}{k_3}} \quad \tau = \frac{t}{T} \quad x_i = \frac{z_i}{L_p} \quad (i = 1, 2, 3)$$

$$x_4 = \frac{s}{L_p} \quad \beta = \frac{v}{100v_s}$$

并将无量纲方程转换为一阶微分方程组

$$\begin{cases} \dot{y}_1 = y_2 \\ \dot{y}_2 = -A_1(y_2 - y_4) - B_1(y_1 - y_3) - \\ \quad C_1(y_2 - y_{10}) - D_1(y_1 - y_9) \\ \dot{y}_3 = y_4 \\ \dot{y}_4 = -A_2(y_4 - y_2) - B_2(y_3 - y_1) - \\ \quad C_2(y_4 - y_6) - D_2(y_3 - y_5) \\ \dot{y}_5 = y_6 \\ \dot{y}_6 = -A_3(y_6 - y_4) - (y_5 - y_3) \\ \dot{y}_7 = y_8 \\ \dot{y}_8 = -A_4 y_8 - B_4(-8.65 + 500g_1 - \\ \quad 130g_1^2 + 11g_1^3)y_7 - \\ \quad C_4 g_1 \operatorname{sgn}(g_2) \sin\alpha [\mu_s + (\mu_m - \mu_s)g_3] \\ \dot{y}_9 = y_{10} \\ \dot{y}_{10} = -A_5 y_{10} - B_5 y_9 + [C_5 + D_5(y_2 - y_{10}) + \\ \quad E_5(y_1 - y_9)](1 - F_5 \sin\eta) + \\ \quad F_5 G_5 g_1 \operatorname{sgn}(g_2) \sin\alpha \cos\eta [\mu_s + (\mu_m - \mu_s)g_3] \end{cases} \quad (10)$$

$$\text{式中 } g_1 = D_4 + E_4(y_2 - y_{10}) + F_4(y_1 - y_9)$$

$$g_2 = y_8 - G_4 \beta \sin\theta$$

$$g_3 = e^{-1H_4 y_8 - 100\beta \sin\theta} \phi$$

其中无量纲参数为

$$A_1 = \frac{c_2 T}{m_1} \quad B_1 = \frac{k_2 m_3}{k_3 m_1} \quad C_1 = \frac{c_1 T}{m_1} \quad D_1 = \frac{k_1 m_3}{k_3 m_1}$$

$$A_2 = \frac{c_2 T}{m_2} \quad B_2 = \frac{k_2 m_3}{k_3 m_2} \quad C_2 = \frac{c_3 T}{m_2} \quad D_2 = \frac{m_3}{m_2}$$

$$A_3 = \frac{c_3 T}{m_3} \quad A_4 = \frac{C_s T}{m_1} \quad B_4 = \frac{1000K_0 m_3}{k_3 m_1}$$

$$C_4 = \frac{1000N_0 m_3}{m_1 k_3 L_p} \quad D_4 = \frac{p_0}{1000N_0} \quad E_4 = \frac{c_1 L_p}{1000N_0 T}$$

$$F_4 = \frac{k_1 L_p}{1000N_0 T} \quad G_4 = \frac{100T v_s}{L_p} \quad H_4 = \frac{L_p}{T v_s}$$

$$A_5 = \frac{C_p T}{J_p} \quad B_5 = \frac{K_p m_3}{J_p k_3} \quad C_5 = \frac{p_0 L_p m_3}{J_p k_3} \quad D_5 = \frac{c_1 L_p^2 T}{J_p}$$

$$E_5 = \frac{k_1 L_p^2 m_3}{J_p k_3} \quad F_5 = \frac{r_r}{L_p} \quad G_5 = \frac{1000N_0 L_p m_3}{J_p k_3}$$

该方程刻画了轮胎多边形磨损动力学模型的演化过程,其解对应系统某种状态,如平衡点对应运动的稳定状态;而周期解表示系统偏离原来的运动状态,按照一定的频率周期性变化,即产生自激振动,此时胎面受到的磨损将为均匀磨损和扰动磨损的叠加,可能产生轮胎多边形磨损现象。由此可见系统

的状态将决定轮胎磨损状况,因此有必要分析系统的稳定性。

2 系统稳定性分析

在工程实际中常需要判断系统的某种稳态运动是否稳定,即当状态变量受到微小的扰动后,其受扰动规律是否仍接近未扰运动规律。由于未扰运动与扰动方程的零解等价,上述稳定性问题可转化为方程的零解稳定性问题。

由 $\frac{dy_i}{d\tau} = 0 (i=1,2,\dots,10)$ 可得到式(10)的平衡

点,表示为 $y_{i0}(t)$ 。为研究解的稳定性,令 $y_i(t)$ 表示此解附近的另一解

$$y_i(t) = y_{i0}(t) + \xi_i(t) \quad (11)$$

式中 $\xi_i(t)$ ——状态量对平衡点的偏离

将式(10)改写为

$$\dot{y}_i = f_i(y_j) \quad (i,j=1,2,\dots,10) \quad (12)$$

将式(11)代入方程(12)并实行泰勒级数展开

$$\begin{aligned} \dot{y}_{i0}(t) + \dot{\xi}_i(t) &= f_i(y_j) = f_i(y_{j0} + \xi_j) = \\ &= f_i(y_{j0}) + \sum_j \left(\frac{\partial f_i}{\partial y_j} \right)_0 \xi_j + O(\xi_j^2) \end{aligned}$$

式中 $O(\xi_j^2)$ —— ξ_j 的二次和二次以上无穷小项,下标 0 表示在平衡点处取值

忽略高次项,化简后可得到

$$\dot{\xi}_i(t) = \sum_j \left(\frac{\partial f_i}{\partial y_j} \right)_0 \xi_j = \mathbf{A}(y_j) \xi_j$$

式中 $\mathbf{A}(y_j)$ ——函数 $f_i(y_j)$ 在平衡点 $y_{i0}(t)$ 处的 Jacobian 矩阵

式(10)平衡点的稳定性由矩阵 $\mathbf{A}(y_j)$ 的特征方程决定,即

$$\begin{aligned} a_0 \lambda^{10} + a_1 \lambda^9 + a_2 \lambda^8 + a_3 \lambda^7 + a_4 \lambda^6 + a_5 \lambda^5 + \\ a_6 \lambda^4 + a_7 \lambda^3 + a_8 \lambda^2 + a_9 \lambda + a_{10} = 0 \end{aligned} \quad (13)$$

方程(13)有 10 个不同的解,分别为 $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_{10}$,在不同的参数情况下其值可能有以下 3 种情况:

(1) 当所有的特征值 $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_{10}$ 均具有负实部时,其定常解稳定。

(2) 当特征值 $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_{10}$ 中有一个简单零特征值时,平衡点将可能产生简单分岔。

(3) 当特征值 $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_{10}$ 中有一对纯虚特征值时,平衡点可能产生 Hopf 分岔而失稳,从而导致周期振荡,即可能发生自激振动。

由此可以得出,系统的稳定性随着参数的变化而变化,胎面只有在一定的参数下才发生自激振动,下面通过数值模拟来确定能引起胎面自激振动的参数范围。

3 数值模拟

造成轮胎多边形磨损的原因很多,可能是车辆的动态性能、悬架和道路情况等方面的原因,也可能是车轮的结构参数、形状参数和胎压等原因造成的。在这些因素中,汽车行驶速度和车轮前束角对轮胎磨损影响很大,因此分别以车速和车轮前束角为分岔参数,探讨系统动力学行为的变化。

取 $m_1 = 0.3 \text{ kg}$, $m_2 = 45 \text{ kg}$, $m_3 = 400 \text{ kg}$, $k_1 = 538\,200 \text{ N/m}$, $k_2 = 414\,000 \text{ N/m}$, $k_3 = 37\,000 \text{ N/m}$, $c_1 = 50 \text{ N}\cdot\text{s/m}$, $v_s = 0.2 \text{ m/s}$, $c_2 = 50 \text{ N}\cdot\text{s/m}$, $c_3 = 1\,800 \text{ N}\cdot\text{s/m}$, $C_s = \sigma_1 = 10 \text{ N}\cdot\text{s/m}$, $\phi = 2.0$, $J_p = 90 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, $K_p = 3.66 \times 10^6 \text{ N}\cdot\text{m/rad}$, $L_p = 0.885 \text{ m}$, $C_p = 50 \text{ N}\cdot\text{s}\cdot\text{m/rad}$, $r_r = 0.317 \text{ m}$, $\eta = 1.5^\circ$, $\alpha = 0.9^\circ$, $\mu_m = 0.7$, $\mu_s = 0.5$, $p_0 = 4\,000 \text{ N}$ 。

3.1 车速对系统动力学行为的影响

给定车轮前束角为 $\theta = 0.3^\circ$,图 5 给出了系统随参数 β (即车速)变化的分岔图。

从分岔图可以看出,系统在 β 较小时处于稳定状态,表明车速较小时胎面不能产生自激振动。随着车速的增加,稳定的平衡点在 $\beta = 1.1$ 时失去稳定性,由 Hopf 分岔导致周期振荡(图 6),即胎面产生自激振动。对 y_8 的时间历程进行自功率谱分析(图 7),由无量纲变换 $\tau = t/T$,可计算出胎面的侧向振动频率大致为 229 Hz,根据轮胎多边形磨损的边数近似等于胎面的侧向振动频率与车轮转动频率

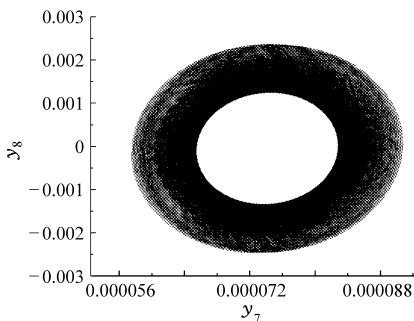


图 6 $\beta = 1.105$ 时系统的相图和时间历程图

Fig. 6 Phase map and time histories diagram of system with $\beta = 1.105$

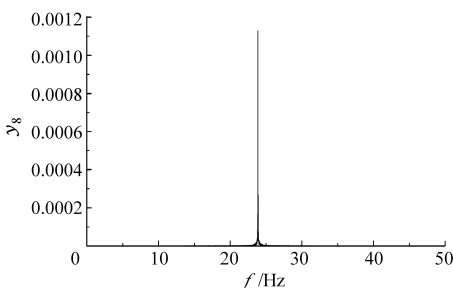


图 7 周期运动的振荡频率

Fig. 7 Vibration frequency of periodic motion

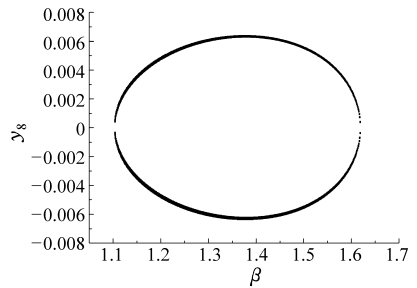


图 5 系统随 β 变化的分岔图

Fig. 5 Bifurcation diagram of the system with the variation of β

之比,则可以得到在不同车速下轮胎多边形磨损的边数。随着 β 的进一步增大,系统在 $\beta = 1.618$ 时再次趋于稳定状态。

可以得出,当车轮前束角给定为 $\theta = 0.3^\circ$ 时, β 在 1.1 ~ 1.618 的范围内系统为周期运动,即车速处于 79.2 ~ 116.5 km/h 时胎面能产生自激振动,可能导致轮胎多边形磨损产生。由于在不同车速下轮胎多边形磨损的边数是不同的,以不同车速行驶将使轮胎磨损均匀化,不易导致多边形磨损的发生,因此应避免长时间以同一速度行驶。

3.2 车轮前束角对系统动力学行为的影响

以往的研究发现,当汽车长时间在高速公路上行驶时,轮胎发生多边形磨损的概率特别高,故设定 $\beta = 1.4$,即车速为 100.8 km/h,图 8 给出了汽车高速行驶时系统随 θ 变化的分岔图。

从图 8 可以得到,当车轮前束角处于

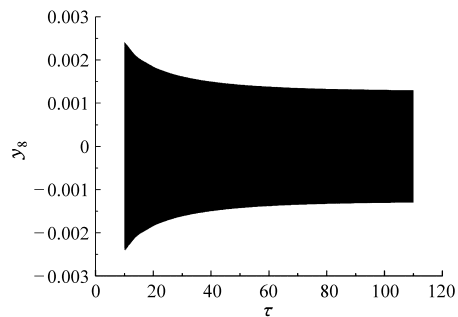


图 8 系统随 θ 变化的分岔图

Fig. 8 Bifurcation diagram of the system with the variation of θ

0.004 11 ~ 0.006 05 rad 时胎面能产生自激振动,等效角度为 $0.2355^\circ \sim 0.3466^\circ$,因此在设定车轮定位参数时,可以调整前束角使其避开这一范围,以避免或减少轮胎多边形磨损发生。

4 结论

(1) 建立了基于侧向变刚度的轮胎多边形磨损模型,并对系统的稳定性进行了分析,指出轮胎的自激振动是一种由系统 Hopf 分岔引起的稳定周期振动现象。当参数达到临界分岔点时,系统将失去稳定性,出现稳定的周期解。

(2) 基于自激振动理论,指出轮胎多边形磨损为胎面均匀磨损和扰动磨损叠加引起的周向不均匀磨损,其发生与胎面的侧向振动有关,多边形磨损的边数近似等于胎面的侧向振动频率与车轮转动频率

之比,此观点能较好的解释轮胎多边形磨损现象。

(3) 通过仿真得出当车速在 79.2 ~ 116.5 km/h 之间时,轮胎将会发生自激振动,从而易于出现多边形磨损现象,这与经常行驶在高速公路上的汽车更易出现多边形磨损的实际情况一致,验证了模型的有效性和正确性。

(4) 由于在不同车速下轮胎多边形磨损的边数是不同的,以不同车速行驶将使轮胎磨损均匀化,不易导致多边形磨损的发生,因此应避免长时间以同一速度行驶。

(5) 为避免汽车高速行驶时发生轮胎多边形磨损,通过仿真得到了引起胎面自激振动的车轮前束角范围,从而可以通过调整前束角使其避开这一范围,以避免或减少轮胎多边形磨损发生。

参 考 文 献

- 1 Fujijawa T, Yamazaki S, Uchiyama Y. Tire wear caused by mild slip of tread[J]. Rubber Chemistry and Technology, 1997, 70(4): 572 ~ 583.
- 2 Fujijawa T, Uchiyama Y, Yamaguchi I. Tire model to predict treadwear[J]. Tire Science and Technology, 1999, 27(2): 106 ~ 125.
- 3 黄海波,彭为,靳晓雄,等. 复合式后悬架轮胎偏磨振动动态仿真[J]. 同济大学学报, 2006, 34(11): 1 530 ~ 1 533. Huang Haibo, Peng Wei, Jin Xiaoxiong, et al. Composite suspension tire uneven wear dynamic simulation[J]. Journal of Tongji University, 2006, 34(11): 1 530 ~ 1 533. (in Chinese)
- 4 郭伟,何仁. 基于减少轮胎磨损的悬架初始定位参数的优化[J]. 江苏大学学报, 2002, 9(5): 49 ~ 53. Guo Wei, He Ren. Optimization of suspension initial alignment parameters based on reducing tire wear[J]. Journal of Jiangsu University, 2002, 9(5): 49 ~ 53. (in Chinese)
- 5 Sueoka A, Ryu T, Kondou T, et al. Polygonal wear of automobile tire[J]. JSME, 1997, 40(2): 210 ~ 217.
- 6 杨宪武,左曙光,雷镭,等. 轮胎非线性自激振动的动力学稳定性分析[J]. 中国机械工程, 2009, 20(10): 1 251 ~ 1 254. Yang Xianwu, Zuo Shuguang, Lei Lei, et al. Dynamics stability analysis of tire's non-linear self-excited vibration[J]. China Mechanical Engineering, 2009, 20(10): 1 251 ~ 1 254. (in Chinese)
- 7 周震华. 基于摩擦自振的扭杆梁式悬架和轮胎系统建模与分析[D]. 上海:同济大学,2008. Zhou Zhenhua. The research of system of twist beam suspension and tire based on friction self-excited vibration[D]. Shanghai:Tongji University,2008. (in Chinese)
- 8 Canudas D W C, Olsson H, Astrom K J, et al. A new model for control of systems with friction[J]. IEEE Transactions on Automatic Control, 1995, 40(3):419 ~ 425.

(上接第 19 页)

- 10 Mungiole M, Wilson D K. Prediction of outdoor sound transmission loss with an artificial neural network[J]. Applied Acoustics, 2006, 67(4):324 ~ 345.
- 11 白书战,李国祥,王浩国,等. 基于神经网络的排气消声器的优化设计方法[J]. 农业机械学报, 2005, 36(12): 153 ~ 155.
- 12 丛爽. 面向 MATLAB 工具箱的神经网络理论与应用[M]. 3 版. 合肥:中国科学技术大学出版社, 2009.
- 13 Robert H N. Theory of the backpropagation neural network[C] // 1989, IJCNN, International Joint Conference on Neural Networks, 1989, 1:593 ~ 605.
- 14 李俊川,秦国军. 神经网络学习算法的过拟合问题及解决方法[J]. 振动、测试与诊断, 2002, 22(4):260 ~ 264.
- 15 韩萌,丁剑. 基于交叉验证的 BP 算法的改进与实现[J]. 计算机工程与设计, 2008, 29(14):3 738 ~ 3 742. Han M, Ding J. Improvement of BP algorithm based on cross-validation method and its implementation[J]. Computer Engineering and Design, 2008, 29(14):3 738 ~ 3 742. (in Chinese)