

考虑阻尼效应的轮胎圆环建模及其参数辨识*

余旭东^{1,2}, 赵刚^{1,2}, 殷广¹, 李刚^{1,2}, 曾岩²

(1. 大连理工大学宁波研究院 宁波, 315016)

(2. 大连理工大学工业装备结构分析优化与 CAE 软件全国重点实验室 大连, 116024)

摘要 基于结构的轮胎柔性圆环模型是轮胎动力学建模的重要发展方向, 针对阻尼等建模所需结构参数测量困难的问题, 提出考虑结构阻尼的锤击实验模态分析、动力学建模和参数辨识方法。首先, 开展轴头固定状态下的轮胎面内振动模态实验, 获取前 10 阶固有频率、阻尼比与 0~320 Hz 频段上的频率响应函数 (frequency response function, 简称 FRF); 其次, 基于经典二维柔性圆环模型, 考虑轮胎充气压力引起的预应力和材料损耗因子, 建立改进的环模型动力学方程, 推导轮胎径向振动固有频率、阻尼比和 FRF 表达式; 最后, 以轮胎面内模态的实验结果和模型解析解之间的误差均方值为目标函数, 借助遗传算法对未知参数进行辨识, 并讨论计算结果的准确性。结果表明: 提出的理论模型可较好地反映轮胎模态参数与模型结构、阻尼参数之间的关系, 所提方法能够提升轮胎结构模型辨识精度。

关键词 轮胎柔性圆环模型; 模态实验分析; 参数辨识; 结构阻尼效应; 遗传算法
中图分类号 TH113.1; TB123; U461

引言

轮胎作为车身与地面之间唯一的传力部件, 提供汽车运动需要的所有驱动、转向和制动力, 对车辆的总体性能产生重要且直接的影响^[1]。轮胎力学是汽车动力学的基础, 而建立轮胎动态力学模型是轮胎动力学的核心任务。

从建模的角度出发, 轮胎模型可以分为基于物理^[2-3]、实验^[4-5]和结构的 3 种类型。其中, 基于结构的轮胎模型能够反映轮胎的实际结构特性, 且可较好地平衡复杂程度与计算精度, 因此是未来轮胎动态模型的重要发展方向^[6], 诞生了 Rmod-K 模型^[7]、Ftire 模型^[8]和 CDTire 模型^[9]等轮胎理论模型。此类模型的基本结构均为将轮胎简化为安装在等效弹簧基础上的柔性圆环, 胎面环的刚度和韧性解释了轮胎的高频振动行为, 替代弹性支承的非柔性胎面环平动解释了轮胎的低频振动行为^[10]。环模型基于胎面材料的不可伸长假设和哈密顿原理, 得到运动微分方程, 预测了轮胎的振动、接地压力分布和滚动阻力。然而, 经典圆环模型^[11]在计算轮胎振动时未考虑阻尼, 影响了后续接地压力分布和滚动阻力计算及频率响应分析的准确性。

Yang 等^[12]建立了改进的二维柔性圆环模型, 分

析了接地静止和旋转状态下的轮胎模态, 但该模型未将阻尼效应考虑在内。Liu 等^[13-14]构建了带有侧梁的二维柔性环模型, 用于计算大扁平比重载轮胎的面内振动特性和垂向刚度特性, 模型引入了胎侧结构阻尼系数, 计算结果与实验结果吻合良好。此外, Liu 等^[15]建立了高计算效率的柔性圆环模型, 用于分析轮胎在不平路面上的面内响应特性。然而, 与文献^[13-14]相似, 文献^[15]主要考虑胎侧结构阻尼, 轮胎其他部分的阻尼并未被纳入考虑范围。

近年来, 为进一步解释轮胎侧向振动, 研究人员建立了三维柔性环模型。文献^[16-18]分别建立了可用于求解面外振动的轮胎三维圆环模型, 文献^[19-20]建立了薄壁圆柱壳模型, 可进一步计算更高频段的轮胎横向弯曲振动。然而, 以上模型均未考虑阻尼效应, 无法进一步获得可用于分析轮胎动态特性的 FRF。

目前, 多数研究均采用正向求解轮胎力学, 针对阻尼等轮胎环模型结构参数的获取, 尚缺少相对系统的研究。轮胎环模型结构参数为轮胎各种材料的等效参数, 难以通过实验直接测量。通过模态实验测量对象轮胎模态后, 将所需的结构参数代入环模型, 即可通过反向求解 (参数辨识) 高效地得到所需参数^[21]。研究人员一般将实验测得的几阶固有频率

* 宁波市自然科学基金一般资助项目 (2022J009)

收稿日期: 2023-03-03; 修回日期: 2023-06-28

代入模型进行计算,而剩余频率用于验证模型准确性^[16-17]。这种方法可快速解得结构参数,但用于计算的样本数量较小,无法得到最优解。基于上述考虑胎侧质量的环梁模型,文献[13,22-23]借助遗传算法对特种车辆重载轮胎结构参数进行辨识,验证了智能算法在轮胎结构参数辨识领域的优势。

本研究提出考虑结构阻尼效应的改进轮胎圆环模型及对应参数辨识方法,提升轮胎结构模型参数辨识的准确性。首先,采用锤击法测量对象轮胎胎面径向振动模态,包括前 10 阶固有频率、固有振型和阻尼比;其次,建立考虑阻尼效应的改进柔性圆环模型;最后,基于遗传算法,利用测定的模态参数对模型中的结构变量进行辨识,得到径、切向胎侧等效刚度和损耗因子等结构参数,并进行讨论。

1 轮胎模态实验研究

轮胎的振动模态是轮胎的固有振动特性,每一阶模态都具有固定的频率、阻尼比和模态振型。通过搭建模态测试系统,借助锤击实验测量轮胎振动模态。

1.1 模态测试系统

图 1 为轮胎模态测试系统,在轴头固定状态下

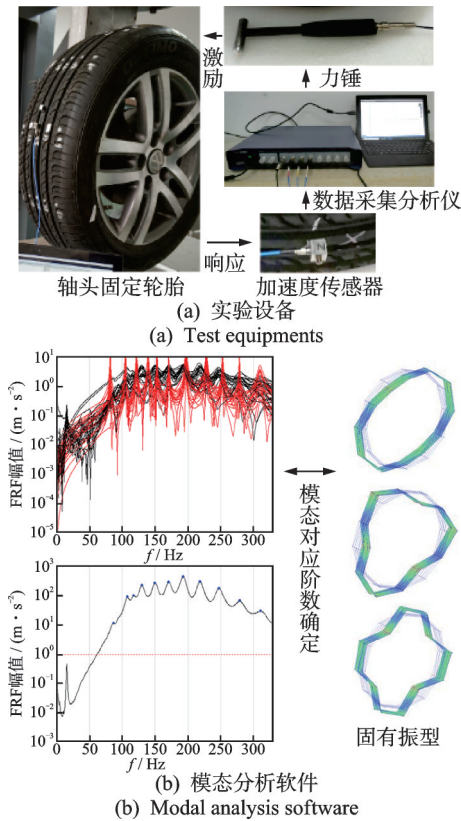


图 1 轮胎模态测试系统
Fig.1 Testing system of tire modal

开展测试。测试设备包括刹车锁死状态下的轮胎多功能实验台、力锤、三向加速度传感器、数据采集分析仪和笔记本电脑。将三向加速度传感器粘贴于胎面测点,共布置 60 个测点(5 周,每周布置 12 个);采用遍激励方法,借助 086C03 型力锤沿充气压力为 225 kPa 的韩泰 205/55 R16 型子午线轮胎胎面进行径向激励,通过 M1-7008 型数据采集分析仪采集数据并输入电脑(图 1(a));使用 Modal Genius 模态分析软件,并结合 FRF 曲线进行模态辨识(图 1(b))。

1.2 模态测试结果

轮胎径向激励耦合方式选择集成电路压电选项,灵敏度参照力锤及三向传感器主要参数,设定力锤为 0.241 7 mV/N,设定传感器 x 、 y 和 z 方向分别为 38.50、40.99 和 38.50 mV/g。为尽可能获得更多轮胎径向模态参数,设定分析频宽为 0~320 Hz,剔除力信号测试曲线较差的数据。每个测点锤击 3 次,最终结果取 3 次测量的线性平均值。

在 Modal Genius 软件中建立与实体轮胎一一对应的 60 个测点圆环,导入实验数据后,使用软件内置的 FRF 辨识方法分析得到留数振型、单位质量振型和模态保证准则图。软件核心算法采用正交多项式 FRF 拟合方法辨识模态参数^[24],实验所得 FRF 曲线如图 2 所示。同时,利用最小能量原理实现三维结构的运动仿真。表 1 为轮胎径向振动实验结果。图 3 为径向固有振型实验结果。

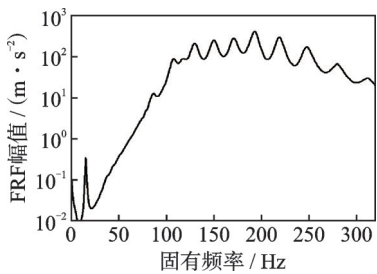


图 2 实验所得 FRF 曲线
Fig.2 FRF curves obtained by experiments

表 1 轮胎径向振动实验结果

Tab.1 Experiment results of radial vibration of tire					
阶数	固有频率/Hz	阻尼比/%	阶数	固有频率/Hz	阻尼比/%
1	81.79	3.34	6	197.12	2.24
2	104.86	2.91	7	228.12	2.17
3	121.67	3.10	8	252.90	2.06
4	152.76	2.78	9	274.87	2.51
5	170.66	2.47	10	309.52	1.88

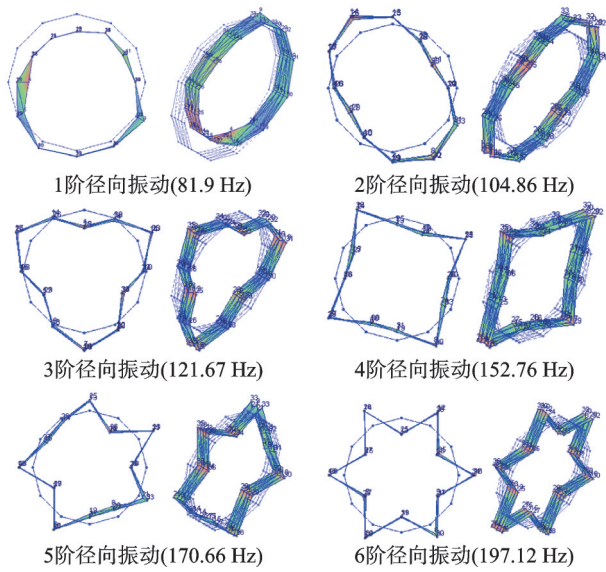


图3 径向固有振型实验结果

Fig.3 Experiment results of radial mode shapes of tire

在尝试进行锤击法切向激振实验时,激振点和方向不易控制,导致原点响应相干函数较低,难以获得相应模态参数^[25]。本研究主要进行圆环模型的参数辨识,且切向刚度也可通过径向振动固有频率进行辨识,因而实验主要分析轮胎径向振动下的响应。

2 轮胎面内振动建模

2.1 圆环模型及阻尼定义

在文献[11]的研究基础上,本研究建立的轮胎柔性圆环模型示意图如图4所示。图中,用弹性圆环代替轮胎的胎面、带束层、基部胶、内衬层、胎体及其他材料,采用具有复刚度的径向和纵向等效弹簧表示胎侧和充气压力,轮辋则由圆柱刚体代替。为与实验边界条件一致,假设轮毂不发生位移,因此相关能量项为零。圆环模型的本质是通过胎面环的刚度和韧性解释轮胎的高频振动行为,而替代弹性支

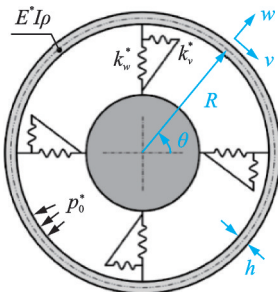


图4 轮胎柔性圆环模型示意图

Fig.4 Diagram of flexible ring model for tire

撑(胎侧)的非弹性胎面环移动(刚体平动)解释了轮胎的低频振动行为。

轮胎橡胶是典型的阻尼材料,通过材料内部的分子链段运动耗散系统的振动能量。由于轮胎阻尼的形式非常复杂,在实际工程问题中,为便于计算和分析,通常将复杂阻尼简化为结构阻尼。基于结构阻尼的定义,可将复材料参数^[13,26]表示为

$$E^* = (1 + j\eta_E)E \quad (1)$$

$$k_v^* = (1 + j\eta_{k_v})k_v \quad (2)$$

$$k_w^* = (1 + j\eta_{k_w})k_w \quad (3)$$

$$p_0^* = (1 + j\eta_{p_0})p_0 \quad (4)$$

其中:\$j\$为虚数单位;\$E\$、\$k_w\$、\$k_v\$、\$p_0\$分别为弹性模量、胎侧等效弹簧的径向和切向的弹性刚度及轮胎充气压力;\$E^*\$、\$k_w^*\$、\$k_v^*\$、\$p_0^*\$分别为对应复材料参数;\$\eta_E\$、\$\eta_{k_w}\$、\$\eta_{k_v}\$、\$\eta_{p_0}\$分别为弹性模量损耗因子、径向和切向等效弹簧损耗因子、充气压力项相关的损耗因子。

2.2 环模型能量项

经典圆环模型在静止状态下的能量项包括系统动能 \$T_1\$、应变能 \$V_1\$、弹性势能 \$V_2\$ 及外力做功 \$W_1\$ 和 \$W_2\$。假设轮毂不发生位移,轮毂位移相关能量项被去除。能量项为

$$T_1 = \int_0^{2\pi} \frac{1}{2} \rho A R (\dot{w}^2 + \dot{v}^2) d\theta \quad (5)$$

$$V_1 = b \int_0^{2\pi} \int_{-h/2}^{h/2} \left[\frac{1}{2} \sigma_\theta \epsilon_\theta + \sigma_\theta^0 \epsilon_\theta \right] R dy d\theta = \int_0^{2\pi} \frac{1}{2} \left\{ 2\sigma_\theta^0 A \left(w + \frac{\partial v}{\partial \theta} \right) + \frac{\sigma_\theta^0 A}{R} \left(v - \frac{\partial w}{\partial \theta} \right)^2 + \left[\frac{E^* A}{R} \left(w + \frac{\partial v}{\partial \theta} \right)^2 + \frac{E^* I}{R^3} \left(\frac{\partial v}{\partial \theta} - \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} \right) \right] \right\} d\theta \quad (6)$$

$$V_2 = \int_0^{2\pi} \frac{1}{2} (k_v^* v^2 + k_w^* w^2) R d\theta \quad (7)$$

$$W_1 = \int_0^{2\pi} p_0^* b \delta n R d\theta = \int_0^{2\pi} p_0^* b \left[\left(w + \frac{w}{R} \left(\frac{\partial v}{\partial \theta} + w \right) \right) - \frac{1}{R} \left(\frac{\partial w}{\partial \theta} - v \right) v \right] R d\theta \quad (8)$$

$$W_2 = \int_0^{2\pi} (F_w w + F_v v) R d\theta \quad (9)$$

其中:\$w\$、\$v\$分别为圆环中性面上点的径向和切向位移;\$R\$、\$\rho\$、\$b\$、\$h\$分别为等效圆环的半径、密度、宽度及厚度;\$A=bh\$,为带束层的截面面积;\$I\$为胎面横截面的转动惯量;\$F_w\$和\$F_v\$为外界径向和切向激励;\$\sigma_\theta^0=p_0^*R/h\$,为充气压力作用对胎侧微元的预应力。

2.3 模态参数求解

对于非旋转轮胎,在仅存在径向外力激励情况下,参照胎面不可伸长假设,轮胎径向振动的位移函数可表示为

$$w(\theta, t) = -n[\alpha_n(t)\cos(n\theta) - \beta_n(t)\sin(n\theta)] \quad (10)$$

$$v(\theta, t) = [\alpha_n(t)\sin(n\theta) + \beta_n(t)\cos(n\theta)] \quad (11)$$

其中: $\alpha_n(t)$ 和 $\beta_n(t)$ 为与时间相关的振幅函数, n 为径向模态阶数。

假设外力输入为胎面一点上的径向力,激励频率为 ω ,输入点为 $\theta=\theta_0$,使用狄拉克函数表示圆环上的点载荷,则外力输入为

$$F_w = -F\cos(\omega t)\delta(\theta - \theta_0) \quad (12)$$

$$F_v = 0 \quad (13)$$

将式(10)~(13)代入式(5)~(9),参照文献[11]的处理方法(假设带束层延伸刚度 EA 无穷大),可得拉格朗日方程为

$$\begin{aligned} L = & -\pi R\rho A(n^2 + 1)\{\dot{\alpha}_n^2(t) + \dot{\beta}_n^2(t)\} + \\ & \pi R\left[\frac{\sigma_\theta^0 A}{R^2}(1 - n^2)^2 + \frac{E^* I}{R^4}n^2(n^2 - 1)^2 + \right. \\ & \left. k_v^* + k_w^* n^2 - \frac{\rho_0^* b}{R}(1 - n^2)\right]\{\alpha_n^2(t) + \beta_n^2(t)\} + \\ & nF\cos(\omega t)\{\alpha_n(t)\cos(n\theta_0) - \beta_n(t)\sin(n\theta_0)\} \end{aligned} \quad (14)$$

整理后可得

$$\begin{bmatrix} \ddot{\alpha}_n(t) \\ \ddot{\beta}_n(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{K^*}{M} & 0 \\ 0 & \frac{K^*}{M} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_n(t) \\ \beta_n(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{F}{M}n\cos(\omega t)\cos(n\theta_0) \\ -\frac{F}{M}n\cos(\omega t)\sin(n\theta_0) \end{bmatrix} \quad (15)$$

式(15)中,有

$$\begin{aligned} K^* = & 2\pi R\left[\frac{\sigma_\theta^0 A}{R^2}(1 - n^2)^2 + \frac{E^* I}{R^4}n^2(n^2 - 1)^2 + \right. \\ & \left. k_v^* + k_w^* n^2 - \frac{\rho_0^* b}{R}(1 - n^2)\right] \\ M = & 2\pi R\rho A(n^2 + 1) \end{aligned} \quad (17)$$

根据实验结果,轮胎各阶阻尼比均小于4%,阻尼对轮胎各阶固有频率几乎没有影响,因此在计算轮胎固有频率时不考虑阻尼,径向振动固有频率 $\omega_0(n)$ 可表示为

$$\omega_0(n) = \frac{1}{2\pi} \left[\frac{\rho_0 b n^2 (n^2 - 1)}{R \rho A (n^2 + 1)} + \frac{E I n^2 (n^2 - 1)^2}{R^4 \rho A (n^2 + 1)} + \frac{k_v}{\rho A (n^2 + 1)} + \frac{k_w n^2}{\rho A (n^2 + 1)} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (18)$$

径向振动阻尼比 $\xi(n)$ 可通过刚度的虚部和实部之比得到,即

$$\xi(n) = \frac{\text{Im}(K^*)}{\text{Re}(K^*)} \quad (19)$$

采用模态叠加法,得到考虑阻尼效应的径向振动FRF,激励点为胎面中心圆环上任意一点,即

$$\frac{\ddot{w}(\theta_0)}{-F\cos(\omega t)} = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{n^2 \omega^2}{K^* - M \omega^2} \quad (20)$$

轮胎径向振动的位移 $v=-\alpha(t)$ 、切向位移 $w=0$ 。假设外力输入为胎面一点上的切向力,激励频率为 ω ,输入点为 $\theta=\theta_0$,则外力输入为

$$F_w = 0 \quad (21)$$

$$F_v = -F\cos(\omega t)\delta(\theta - \theta_0) \quad (22)$$

将式(12)、(13)代入式(5)~(9),可得拉格朗日方程为

$$L = \pi R \rho A \dot{\alpha}^2(t) - \pi R k_v^* \alpha^2(t) + n F \cos(\omega t) \alpha(t) \quad (23)$$

切向振动固有频率 ω'_0 和阻尼比 ξ' 可表示为

$$\omega'_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_v}{\rho A}} \quad (24)$$

$$\xi' = \eta_{k_v} \quad (25)$$

3 轮胎结构参数辨识

柔性圆环模型未知参数包括几何参数、结构参数和阻尼参数,轮胎几何参数参考前人工作获得^[27],等效圆环截面积 $A=1.65 \times 10^{-3} \text{ m}^2$,等效圆环宽度 $b=0.165 \text{ m}$,等效半径 $R=0.327 \text{ m}$ 。充气压力 $p_0=225 \text{ kPa}$,与实验轮胎胎压一致。需要辨识的结构参数包括径向胎侧等效刚度 k_w 、切向胎侧等效刚度 k_v 、圆环等效密度 ρ 、带束层面内弯曲刚度 EI ,及弹性模量损耗因子 η_E 、径向胎侧损耗因子 η_{k_w} 、切向胎侧损耗因子 η_{k_v} 和充气压力引起的损耗因子 η_{p_0} 。

3.1 目标函数选取

由于理论模型先计算各阶内固有频率,随后在刚度/复刚度基础上计算各阶阻尼,即阻尼比未对固有频率产生影响。因此,对前4个待辨识参数先进行计算,得到前4个参数最优解后,再对后4个待辨识阻尼参数进行求解。

存在两组优化目标函数,分别是有关固有频率的误差均方值 y^w 和有关阻尼比的误差均方值 y^z ,即

$$y^w = \frac{1}{N} \sqrt{\sum_{i=1}^N (\omega_0^e(i) - \omega_0(i))^2} \quad (26)$$

$$y^z = \frac{1}{N} \sqrt{\sum_{i=1}^N (\xi^e(i) - \xi(i))^2} \quad (27)$$

其中: $N=10$,为实验测量得到的阶数; $i=1, 2, \dots, N$; ω_0^e 和 ω_0 分别为固有频率实验值和计算值; ξ^e 和 ξ 分别为阻尼比实验值和计算值。

3.2 遗传算法优化过程

遗传算法^[28]可在搜索过程中自动获取和积累有关搜索空间的知识,并自适应地控制搜索过程以求得最优解,具有高效、实用与鲁棒性强等优点,广泛应用于不同领域^[29]。使用遗传算法求解目标函数最小值,并对动力学方程中的结构参数进行辨识。单次计算4个未知参数,设置迭代次数为400

次,参照文献[22],遗传算法参数如表2所示。

表2 遗传算法参数

Tab.2 Parameters of genetic algorithm			
参数	数值	参数	数值
种群大小	50	交叉率	0.7
进化代数	400	变异率	0.1
隔代系数	0.9		

为研究不同样本数量下遗传算法的准确性,分别选取前6、前8、前10阶固有频率实验值作为样本进行计算,得到对应阶数下计算的结构参数(k_w 、 k_v 、 ρ 、 EI);将前10阶所得结构参数代入式(19)的阻尼计算公式,再分别选取前6、前8、前9阶实验阻尼比(第9阶阻尼比发生了突变,因此从样本中剔除)进行计算,得到阻尼参数(η_E 、 η_{k_v} 、 η_{k_w} 、 η_{p_0})。图5为固有频率目标函数优化过程。图6为阻尼比目标函数法优化过程,纵坐标目标函数值为无量纲阻尼比的误差均方值。

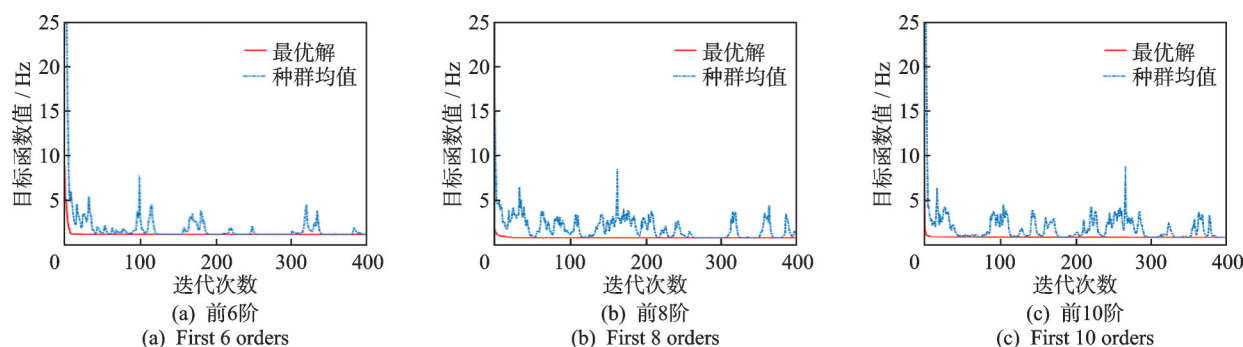


图5 固有频率目标函数优化过程

Fig.5 Optimization process of objective function for natural frequencies

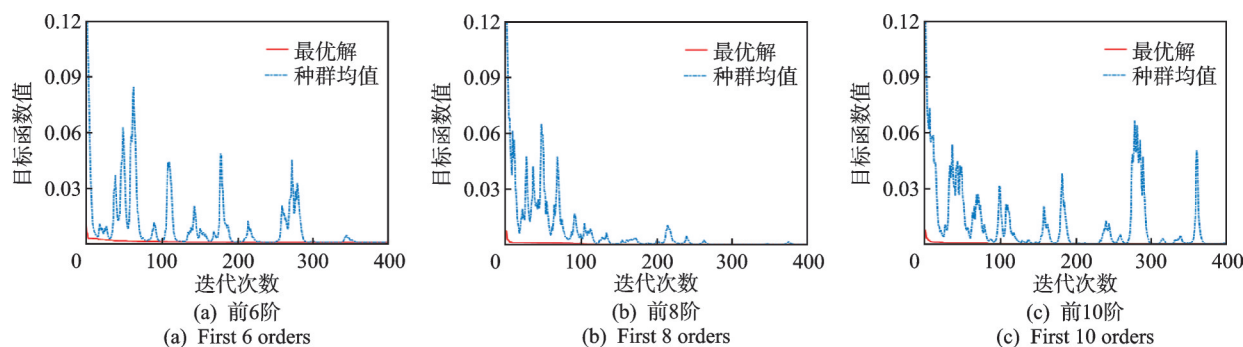


图6 阻尼比目标函数法优化过程

Fig.6 Optimization process of objective function for damping ratios

3.3 计算结果讨论

利用前6、前8、前10阶固有频率辨识参数得到固有频率结果,固有频率模态实验结果与不同方法

预测结果对比如图7所示。图中给出了利用前4阶固有频率实验结果解方程得到的计算值。表3为轮胎模型结构参数辨识结果,列出了不同阶数下的模型结构参数辨识结果。

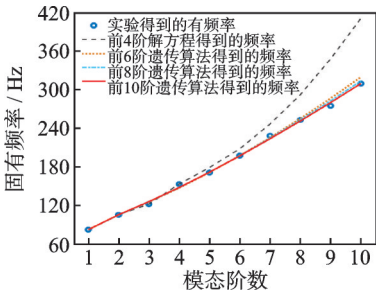


图7 固有频率模态实验结果与不同方法预测结果对比
Fig.7 Comparison of natural frequency results from modal experiments and predictions by different methods

表 3 轮胎模型结构参数辨识结果
Tab.3 Identified results of structural parameters in tire model

结构参数	前 4 阶	前 6 阶	前 8 阶	前 10 阶
EI	32.65	2.62	1.44	0.98
k_v	3.69×10^5	3.90×10^5	3.99×10^5	3.89×10^5
k_w	3.00×10^6	1.58×10^6	1.50×10^6	1.51×10^6
ρ	3.87×10^3	2.26×10^3	2.18×10^3	2.17×10^3

结果表明,前 4 阶频率解方程得到的固有频率预测偏差随着阶数上升而迅速增大,其偏差值远大于采用遗传算法得到的预测频率。3 种不同样本智能算法的预测频率相对偏差较小,即借助遗传算法进行计算,较少的实验固有频率数据即能得到较好的辨识效果。对比表 3 中轮胎结构参数,面内弯曲刚度对不同阶数拟合较为敏感,切向刚度、径向刚度和等效密度辨识效果则与是否采用遗传算法相关。

在前 10 阶固有频率辨识得到的 4 个结构参数基础上,对阻尼参数 η_E 、 η_{k_w} 、 η_{k_v} 、 η_{p_0} 进行辨识。图 8 为阻尼比模态实验结果与不同方法预测结果对比,展示了利用前 6、前 8、前 9 阶阻尼比辨识参数得到各阶阻尼比。表 4 为轮胎模型能量损耗因子辨识结果。结果表明,阻尼比的辨识效果与实验样本数量关系较大,实验样本数量上升,计算偏差显著下降。面内弯曲刚度损耗因子对不同阶数的拟合结果十分敏感。

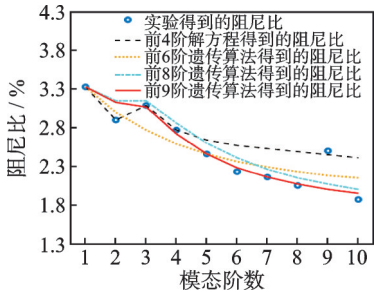


图 8 阻尼比模态实验结果与不同方法预测结果对比
Fig.8 Comparison of damping ratios results from modal experiments and predictions by different methods

表 4 轮胎模型能量损耗因子辨识结果
Tab.4 Identified results of tire structural damping coefficients

阻尼参数	前 4 阶	前 6 阶	前 8 阶	前 9 阶
η_E	0.153	0.011	0.001	0.013
η_{k_v}	0.054	0.041	0.028	0.044
η_{k_w}	0.028	0.031	0.034	0.031
η_{p_0}	0.026	0.021	0.018	0.019

将遗传算法最多计算样本下获得的轮胎结构参数代入式(21),计算得到 FRF。图 9 为 FRF 曲线实验结果与理论结果对比,展示了计算和实验测量得到的 FRF 曲线对比。分析图中曲线特征可知,2 条曲线吻合较好,说明提出的参数辨识方法能够有效预测轮胎的径向振动模态参数。

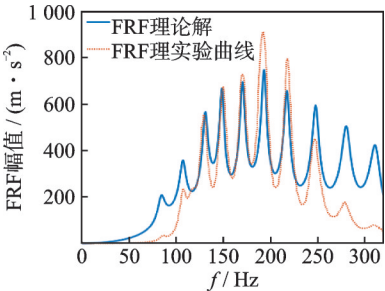


图 9 FRF 曲线实验结果与理论结果对比
Fig.9 Comparison of FRF curves from experiments and theoretical results

4 有限元模型验证切向振动

如前文所述,在采用锤击法进行切向激振实验时,发现激振点和方向不易控制,导致原点响应相干函数较低,难以得到相应模态参数。为进一步说明该模型以及建模方法的有效性,对韩泰 205/55 R16 轮胎建立有限元模型。轮胎截面如图 10 所示。

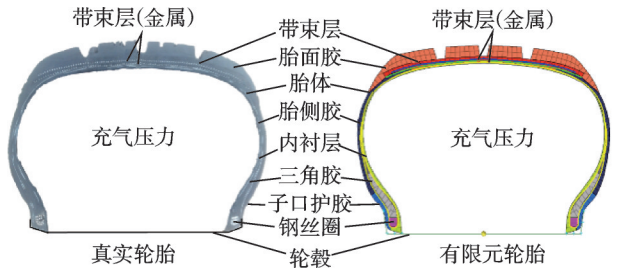


图 10 轮胎截面
Fig.10 Cross-section of tire specimen

使用 Abaqus 软件进行建模计算。有限元模型网格包含 94 081 个节点和 70 382 个单元,材料参数来自前人工作^[30]。有限元模型与实验径向振动固有

频率对比如表 5 所示。分析数据可知,两者吻合良好,说明有限元模型的可靠性较好。

表 5 有限元模型与实验径向振动固有频率对比
Tab.5 Comparison of radial vibration natural frequencies obtained by finite element model and experiments

阶数	实验结果/Hz	有限元结果/Hz	误差/%
1	81.79	82.35	−0.68
2	104.86	98.82	5.76
3	121.67	126.45	−3.93
4	152.76	152.51	0.16
5	170.66	174.70	−2.37
6	197.12	191.87	2.66
7	228.12	219.97	3.57
8	252.90	243.56	3.83

有限元模型计算得到的切向振动固有频率为 58.15 Hz,遗传算法理论模型的计算值为 52.46 Hz (误差 9.78%),理论模型的直接计算值为 51.09 Hz (误差 12.14%)。结合 FRF 曲线分析结果,验证了理论模型及建模方法的有效性。

5 结 论

1) 理论模型的固有频率预测误差在 4% 以内,阻尼比预测误差在 10% 以内,且计算与实验得到的 FRF 曲线吻合较好。理论模型可较好地反映轮胎各阶模态参数与模型结构、阻尼参数之间的关系。

2) 轴头固定状态下,子午线轮胎径向固有频率随着阶数上升近似呈线性增加趋势,而各阶阻尼比则呈非线性减少趋势。

3) 使用解方程得到的固有频率最大误差为 −24.72%(第 10 阶),遗传算法的最大误差为 3.57%(第 4 阶);使用解方程得到的阻尼比最大误差为 −22.31%(第 10 阶),遗传算法的最大误差为 7.91%(第 2 阶),说明遗传算法可有效提升轮胎模型结构参数辨识的准确性。

4) 所提方法完善了轮胎理论结构模型,尤其是将轮胎各结构参数存在的阻尼均纳入考虑范围,并以此绘制出用于分析轮胎动力学性能的 FRF 曲线。本研究可提升圆环模型在轮胎动力学研究领域的工程应用价值。

参 考 文 献

[1] NAKAJIMA Y. Advanced tire mechanics[M].

Singapore: Springer, 2019: 449.

[2] THEORETICAL S H, Theoretical and experimental studies on the dynamic properties of tyres part 1: review of theories of rubber friction[J]. International Journal of Vehicle Design, 1981, 2(1): 78-110.

[3] DENTI E, FANTERIA D. Models of wheel contact dynamics: an analytical study on the in-plane transient responses of a brush model[J]. Vehicle System Dynamics, 2000, 34(3): 199-225.

[4] PACEJKA H. Tyre and vehicle dynamics[M]. Oxford: Elsevier, 2006: 156-215.

[5] 郭孔辉. 汽车轮胎动力学[M]. 北京: 科学出版社, 2018:9-30.

[6] 危银涛, 冯希金, 冯启章, 等. 轮胎动态模型研究的进展[J]. 汽车安全与节能学报, 2014, 5(4): 311-323.

WEI Yintao, FENG Xijin, FENG Qizhang, et al. State of the art for tire dynamical model research[J]. Journal of Automotive Safety and Energy, 2014, 5(4): 311-323.(in Chinese)

[7] OERTEL C. On modeling contact and friction calculation of tyre response on uneven roads[J]. Vehicle System Dynamics, 1997, 27(supp1): 289-302.

[8] GIPSER M. FTire and puzzling tyre physics: teacher, not student[J]. Vehicle System Dynamics, 2016, 54(1): 448-462.

[9] GALLREIN A, BÄCKER M. CDTire: a tire model for comfort and durability applications[J]. Vehicle System Dynamics, 2008, 45(1): 69-77.

[10] GENT A N, WALTER J D. The pneumatic tire[M]. [S.l.]: The National highway Traffic Safety Administration, 2006: 392-393.

[11] GONG S. A study of in-plane dynamics of tires [D]. Delft: Delft University of Technology, 1993.

[12] YANG J N, JACOBS G, KRAMER A, et al. Investigation of the tire in-plane vibration property using an improved ring model[J]. Journal of Sound and Vibration, 2020, 478: 115350.

[13] LIU Z H, GAO Q H. Development of a flexible belt on an elastic multi-stiffness foundation tire model for a heavy load radial tire with a large section ratio[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 123(15): 43-67.

[14] LIU Z H, LIU Y X, GAO Q H. In-plane flexible ring modeling and a nonlinear stiffness solution for heavy-load radial tires[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2022, 171: 108956.

[15] LIU Z, WANG F, CAI Z X, et al. A novel theoretical model of tire in-plane dynamics on uneven roads and its experimental validation[J]. Mechanical Systems and

- Signal Processing, 2023, 186: 109854.
- [16] 危银涛, 刘哲, 周福强, 等. 考虑面外振动的轮胎三维环模型[J]. 振动工程学报, 2016, 29(5): 795-803.
WEI Yintao, LIU Zhe, ZHOU Fuqiang, et al. Three-dimensional REF model of tire including the out-of-plane vibration[J]. Journal of Vibration Engineering, 2016, 29(5): 795-803.(in Chinese)
- [17] LIU Z, ZHOU F Q, OERTEL C, et al. Three-dimensional vibration of a ring with a noncircular cross-section on an elastic foundation[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2018, 232 (13) : 2381-2393.
- [18] MATSUBARA M, TAJIRI D, HORIUCHI M, et al. Evaluation of spring properties of tire sidewall under changes in inflation pressure[J]. SAE International Journal of Passenger Vehicle Systems, 2015, 8(3) : 825-833.
- [19] LECOMTE C, GRAHAM W R, DALE M. A shell model for tyre belt vibrations[J]. Journal of Sound and Vibration, 2010, 329(10): 1717-1742.
- [20] YU X D, HUANG H B, ZHANG T. A theoretical three-dimensional ring based model for tire high-order bending vibration[J]. Journal of Sound and Vibration, 2019, 459: 114820.
- [21] 朱成伟. 汽车轮胎稳态滚动阻力建模及实验分析[D]. 长春: 吉林大学, 2021.
- [22] 刘志浩, 高钦和, 刘准, 等. 基于弹性基础柔性梁的重载轮胎面内胎体与胎侧耦合建模及参数辨识[J]. 振动与冲击, 2018, 37(6): 28-35.
LIU Zhihao, GAO Qinhe, LIU Zhun, et al. Dynamics modeling, modal experiment and parameters identification of heavy loaded radial tires considering the coupled feature of tread, sidewall and rim[J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37(6): 28-35.(in Chinese)
- [23] 刘志浩, 高钦和, 于传强, 等. 重载轮胎面内欧拉梁模型及耦合振动特性研究[J]. 振动工程学报, 2019, 32(1): 107-119.
LIU Zhihao, GAO Qinhe, YU Chuanqiang, et al. In-plane Euler beam tire model and coupling vibration analysis of heavy loaded radial tire[J]. Journal of Vibration Engineering, 2019, 32(1): 107-119.(in Chinese)
- [24] 杨毅青, 刘强, JOKIN M. 基于正交多项式和稳定图的密集模态参数辨识[J]. 振动、测试与诊断, 2010, 30(4): 429-433.
YANG Yiqing, LIU Qiang, JOKIN M. Modal parameter identification of closely-coupled modes based on orthogonal polynomial and stabilization diagram[J]. Journal of Vibration, Measurement and Diagnosis, 2010, 30(4): 429-433.(in Chinese)
- [25] 王振峰. 利用模态参数建立轮胎模型关键问题研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2012.
- [26] WANG X, GAUTERIN F, SAEMANN E U. Tire acoustic optimization using point damping method[J]. Tire Science and Technology, 2004, 32(2): 81-115.
- [27] 余旭东. 基于三维薄壳模型的轮胎振动特性研究[D]. 宁波: 宁波大学, 2019.
- [28] HOLLAND J H. Adaptation in natural and artificial systems[M]. Ann Arbor: University of Michigan Press, 1975: 20-31.
- [29] 汪民乐, 高晓光, 范阳涛. 先进遗传算法及其工程应用[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2019: 1-4.
- [30] 姚震. 基于ABAQUS建模的轮胎接地性态分析[D]. 宁波: 宁波大学, 2015.



第一作者简介:余旭东,男,1994年4月生,硕士、工程师。主要研究方向为轮胎力学与图像处理技术。曾发表《考虑横向弯曲振动的轮胎圆柱薄壳模型》(《振动工程学报》2020年第33卷第4期)等论文。

E-mail: yuxd_nbi@dlut.edu.cn

通信作者简介:曾岩,男,1979年1月生,博士、副教授。主要研究方向为非线性随机动力学、航空航天结构与可靠性分析。

E-mail: zengyan@dlut.edu.cn

(第45卷卷终)