

# 电动轮刚性环耦合特性模型建模与分析

左曙光<sup>1,2</sup>, 段向雷<sup>1,2</sup>, 吴旭东<sup>1,2</sup>

(1. 同济大学 新能源汽车工程中心, 上海 201804; 2. 同济大学 汽车学院, 上海 201804)

**摘要:** 为进行电动轮高频转矩激励下的振动响应分析, 基于刚性环轮胎模型假设, 考虑轮辋与轮毂电机弹性连接关系建立了电动轮刚性环耦合特性模型. 通过电动轮工作模态试验对模型主要刚度参数进行了识别, 并结合胎面参数分析了模型的固有特性. 所建立的电动轮模型能够准确描述胎面径向一阶平移频率和周向旋转频率, 且考虑轮辋与轮毂电机连接柔性改变了原有的轮胎环、轮辋固有频率分布, 可以避免原有峰值频率. 根据电动轮轮毂电机实测激励频率特征, 对所建立的电动轮刚性环耦合特性模型进行了相应频率的转矩激励. 分析表明, 考虑轮辋与轮毂电机间弹性连接耦合特性关系, 能够减小原有电动轮一阶径向平移频率附近的轮胎与车身的振动加速度响应, 为电动轮结构设计提供理论指导意义.

**关键词:** 电动轮; 环模型; 固有特性; 模态分析; 转矩波动

**中图分类号:** U463.341

**文献标志码:** A

## Modeling and Analysis of Rigid Ring Coupling Model of Electric Wheel

ZUO Shuguang<sup>1, 2</sup>, DUAN Xianglei<sup>1, 2</sup>, WU Xudong<sup>1, 2</sup>

(1. Clean Energy Automotive Engineering Center, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. College of Automobile Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China)

**Abstract:** The rigid ring coupling model of electric wheel with the consideration of the flexible connection between rim and drive motor was established to analyze the vibration responses of the electric wheel with the high frequency torque input. And the main stiffness parameters were identified through the operating modal analysis of the electric wheel. With the calculated tread parameters, the inherent characteristic of the established tire model was analyzed. The electric wheel model had the ability to represent the first order modal of both the radial and rotational directions

exactly. And the flexible connection between the rim and motor changed the inherent frequencies of the tire ring and the rim. The torque excitation of the frequencies acquired from the drum test was brought to the electric wheel model. The responses show that the flexible connection between the rim and the motor could decrease the vibration response of the tire and car body at the frequencies nearby the first order radial frequency. This research offers the theoretical guide for the structural design of the electric wheel.

**Key words:** electric wheel; ring model; inherent characteristics; modal analysis; torque fluctuation

快速增长的汽车保有量导致能源紧缺、环境污染与交通安全的三大严重问题, 发展电动汽车是改善上述问题的有效途径<sup>[1]</sup>. 而分布式驱动电动汽车则是电动汽车技术领域的重要发展方向, 其主要结构特征是将轮毂电机分别直接安装在各驱动轮内或驱动轮附近, 与传统汽车和集中式驱动电动汽车相比, 在结构、安全、节能和环保上都有较大的优势, 因此分布式驱动电动汽车代表着未来电动汽车发展的重要方向.

分布式驱动电动车的轮毂电机集成在各驱动轮内. 传统汽车发动机扭矩经传动系统传递至车轮后经过一定程度的衰减, 而对于轮毂电机驱动电动车而言, 驱动电机普遍存在的高频转矩波动<sup>[2]</sup>直接作用在轮胎与悬架上, 会对电动车平顺性造成一定影响. 于增亮对分布式驱动电动车进行了道路试验, 发现加速工况轮毂电机振动是引起车辆总成振动, 进而造成车内噪声的振源所在, 且主要振动能量集中在 30~70 Hz 以及 100~115 Hz 等频率范围<sup>[3]</sup>, 可以发现分布式驱动电动车转矩激励频率要明显高于

收稿日期: 2013-12-06

基金项目: 国家自然科学基金(51375343); 国家重大科学仪器设备开发专项(2012YQ150256); 国家“九七三”重点基础研究发展计划(2011CB711201)

第一作者: 左曙光(1968—), 男, 教授, 工学博士, 主要研究方向为汽车系统动力学与控制、汽车振动与噪声控制.

E-mail: sgzuo@tongji.edu.cn

通讯作者: 吴旭东(1983—), 男, 助理教授, 工学博士, 主要研究方向为汽车系统动力学与控制、汽车振动与噪声控制.

E-mail: 1118wuxudong@tongji.edu.cn

路面频率. 即需建立适用于电动车高频驱动转矩激励分析的电动轮-悬架系统高频动力学模型.

电动轮模型包含轮胎模型及电机与轮胎耦合模型两部分. 典型的轮胎模型主要有刷子模型、魔术公式模型<sup>[4]</sup>和环模型<sup>[5-6]</sup>. 刷子模型和魔术公式模型都是用于操纵稳定性分析、描述轮胎与路面作用力的稳态轮胎模型,不能描述轮胎在高频激励下的振动模态,不适用于轮毂电机高频转矩波动分析. 而环模型考虑了轮胎胎体运动变形,扩展了轮胎模型的适应频率. Zegelaar<sup>[5-6]</sup>建立了考虑轮胎惯性的刚性环模型以及考虑胎体柔性的柔性环模型,并应用刚性环轮胎模型分析了制动力矩作用下的轮胎动力学响应, M. GIPSER<sup>[7]</sup>建立了接近三维的柔性环 FTire 模型,但模型较为复杂.

引入轮毂电机后,车轮动载荷变大,整车平顺性变差. 目前关于电动轮电机与轮胎耦合特性的研究多考虑轮毂电机质量增大对车辆平顺性的影响,从电动轮布置方案、轻量化以及新型电机等方面开展研究<sup>[8]</sup>. Bridgestone 公司考虑了采用动态吸振器形式的电动轮将轮毂电机质量转换为吸振器质量,利用分离出来的电机质量进行吸振. 另外采用平面盘式电机,可将轮毂电机的定子悬挂在车架上构成簧载质量,从而优化车辆平顺性<sup>[8]</sup>. Nagaya<sup>[9]</sup>考虑了地面冲击对电机疲劳寿命和工作性能的影响,将轮毂电机悬置转化为吸振器质量元件. 靳立强等<sup>[10]</sup>验证了在轮毂电机与车轮之间增加弹簧和阻尼器可以提高电动汽车舒适性. 文献<sup>[11]</sup>基于动力吸振原理建立 1/4 动力吸振器模型,以降低车轮动载荷为目标对吸振器参数进行优化设计. 上述研究考虑了轮毂电机与轮胎之间的耦合动力学关系对系统振动的影响,但分析对象均是路面激励下的平顺性,分析频率多为 30 Hz 以下<sup>[8-11]</sup>,采用的轮胎模型也较为简单,不能反映轮毂电机高频转矩激励下的电动轮振动特性,因此需考虑电动轮系统在高频范围内的动力学特性.

为衰减电动轮-悬架系统由轮毂电机高频转矩激励引起的谐频成分振动,本文提出了一种考虑电动轮轮辋与轮毂电机外转子的弹性连接关系的电动轮轮毂电机串联型布置方案,通过建立高频轮胎模型,分析了电动轮在径向、周向的振动耦合力学特性,解释轮毂电机转矩激励对轮胎的作用规律,指出其应用于电动轮悬架系统动力学隔振的可行性.

## 1 电动轮刚性环耦合特性模型建模

根据文献<sup>[3]</sup>中试验测得的轮毂电机激励频率范围,本文考虑的模型适应频率范围为 110 Hz 以下. 由文献<sup>[12]</sup>可知,此频率范围对应于子午线轮胎的径向一阶模态,且在此频率范围内可不考虑轮胎胎体变形,胎体部分可假设为刚性圆环. 由此根据刚性环假设<sup>[5-6]</sup>,轮胎模型可简化为轮辋和描述胎体的不变形轮胎环. 在此基础上,本文考虑到电动轮轮毂电机外转子与电动轮轮辋的弹性耦合作用关系,建立了电动轮轮毂电机与轮辋串联的弹性连接,构成电动轮刚性环耦合特性模型,如图 1 所示.

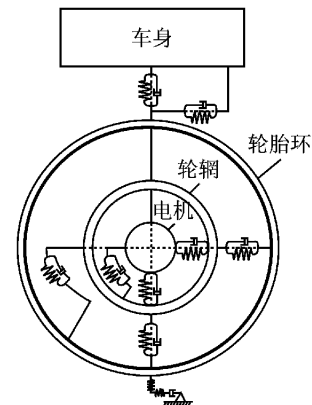


图 1 电动轮刚性环耦合特性 1/4 仿真模型

Fig.1 Simulation model of the electric wheel

在图 1 中,轮毂电机与轮辋以及轮辋与轮胎环之间的分布弹性元件传递垂向、纵向、扭转方向的作用力和力矩,模拟轮毂电机与轮辋的弹性连接关系以及轮胎充气部分和橡胶的弹性特性. 电动轮模型接地部分由胎面弹性模型、路面接触刷子模型以及接地垂向力模型组成,再由轮毂电机定子通过悬架与车身相连组成电动轮刚性环耦合特性 1/4 仿真模型.

### 1.1 电动轮刚性环耦合特性动力学方程

图 1 所示的轮毂电机、轮辋和轮胎环的运动关系如图 2 所示. 电动轮旋转时轮胎环上一点  $D$ , 经过轮辋刚体位移运动到  $A$  点, 经过胎面轮胎环变形运动到  $B$  点. 图中, 坐标均用绝对坐标系  $xOz$ ;  $v_b, \omega_b$  分别代表胎面点  $B$  的切向、径向位移;  $\theta_d, \theta_a, \theta_b$  分别代表轮毂电机、轮辋、轮胎环的转动角度;  $r$  表示车轮半径;  $z_b, x_b, z_a, x_a$  代表  $B$  点、 $A$  点的绝对位移;  $\Omega$  为轮胎转速.

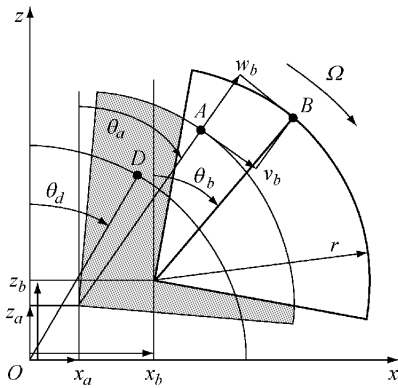


图 2 电动轮刚性环模型各部分位置关系图

Fig.2 Kinematic relation of the electric wheel model

当 A, D 之间存在相对运动时, A 点相对 D 点的切向、径向变形可表示为轮胎环上一点绝对坐标的形式

$$\begin{bmatrix} v_a \\ w_a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta_d & -\sin \theta_d & r \\ \sin \theta_d & \cos \theta_d & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_a - x_d \\ z_a - z_d \\ \theta_a - \theta_d \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中:  $v_a, w_a$  分别代表胎面点 A 的切向、径向位移。由此可计算胎面坐标系下的周向均布作用力为

$$\bar{f}_a = K_a \bar{v}_a + C_a \bar{\dot{v}}_a \quad (2)$$

式中:  $\bar{f}_a$  代表周向的分布单元力;  $\bar{v}_a, \bar{\dot{v}}_a$  分别代表胎面点 A 的位移与速度;  $K_a$  和  $C_a$  代表分布刚度、阻尼。将式(2)计算得到的分布单元力通过坐标反变换到绝对坐标系, 沿周向积分即可求得轮辋与轮毂电机之间的集中作用力

$$\begin{cases} F_{ax} = c_{dx}(\dot{x}_a - \dot{x}_d) + k_{dx}(x_a - x_d) - c_{dx}\dot{\theta}_d(z_a - z_d) \\ F_{az} = c_{dz}(\dot{z}_a - \dot{z}_d) + k_{dz}(z_a - z_d) + c_{dz}\dot{\theta}_d(x_a - x_d) \\ M_{ay} = c_{d\theta}(\dot{\theta}_a - \dot{\theta}_d) + k_{d\theta}(\theta_a - \theta_d) \end{cases} \quad (3)$$

式中:  $F_{ax}, F_{az}, M_{ay}$  分别为轮毂电机和轮辋之间的纵向、垂向作用力和作用力矩;  $K_{dx}, K_{dz}$  分别为轮毂电机和轮辋之间纵向、垂向刚度;  $C_{dx}, C_{dz}$  分别为纵向、垂向阻尼;  $C_{d\theta}, K_{d\theta}$  分别为轮毂电机和轮辋之间旋转阻尼、刚度;  $x_d, z_d$  分别为轮毂电机纵向、垂向位移。

同理, 轮辋与轮胎环之间周向均布作用力的等效集中力为

$$\begin{cases} F_{bx} = c_b(\dot{x}_b - \dot{x}_a) + k_b(x_b - x_a) - c_b\dot{\theta}_a(z_b - z_a) \\ F_{bz} = c_b(\dot{z}_b - \dot{z}_a) + k_b(z_b - z_a) + c_b\dot{\theta}_a(x_b - x_a) \\ M_{by} = c_{b\theta}(\dot{\theta}_b - \dot{\theta}_a) + k_{b\theta}(\theta_b - \theta_a) \end{cases} \quad (4)$$

式中:  $F_{bx}, F_{bz}, M_{by}$  分别为轮胎环和轮辋之间的纵向、垂向作用力和作用力矩;  $K_b, C_b$  分别为轮辋和轮胎环之间径向刚度、阻尼;  $C_{b\theta}, K_{b\theta}$  分别为旋转阻尼、刚度。

轮毂电机定子通过转向节、悬架与车身相连, 悬架作用力为

$$\begin{cases} F_{ux} = c_{ux}(\dot{x}_d - \dot{x}_u) + k_{ux}(x_d - x_u) \\ F_{uz} = c_{uz}(\dot{z}_d - \dot{z}_u) + k_{uz}(z_d - z_u) \end{cases} \quad (5)$$

式中:  $F_{ux}, F_{uz}$  分别为轮毂电机和车身之间的纵向、垂向作用力;  $k_{ux}, k_{uz}$  分别为悬架纵向、垂向刚度;  $c_{ux}, c_{uz}$  分别为纵向、垂向阻尼;  $x_u$  为车身纵向位移;  $z_u$  为垂向位移。

综上所述, 电动轮刚性环耦合特性模型动力学方程可表示为

$$\begin{cases} m_b \ddot{x}_b = F_{ax} - F_{bx} \\ m_b \ddot{z}_b = F_{az} - F_{bz} \\ m_a \ddot{x}_a = F_{bx} - F_{ax} \\ m_a \ddot{z}_a = F_{bz} - F_{az} \\ m_d \ddot{x}_d = F_{ax} - F_{ux} \\ m_d \ddot{z}_d = F_{az} - F_{uz} \\ m_u \ddot{x}_u = F_{ux} \\ m_u \ddot{z}_u = F_{uz} \\ I_{by} \ddot{\theta}_b = -R_e F_{ax} - M_{by} \\ I_{ay} \ddot{\theta}_a = M_{by} - M_{ay} \\ I_{dy} \ddot{\theta}_d = M_{ay} + M_d \end{cases} \quad (6)$$

式中:  $m_b, m_a, m_d, m_u$  分别为轮胎环、轮辋、轮毂电机质量;  $F_{ax}$  为接地纵向力;  $F_{az}$  为接地压力;  $R_e$  是轮胎有效半径;  $I_{by}, I_{ay}, I_{dy}$  分别为轮胎环、轮辋、轮毂电机外转子转动惯量;  $M_d$  是驱动力矩。

### 1.2 接地垂向力模型

轮胎接地压力与胎面径向变形有关。本文采用胎面变形量  $\rho_{xr}$  的三次多项式<sup>[5]</sup>描述胎面接地压力, 如下式:

$$F_{ax} = q_3 \rho_{xr}^3 + q_2 \rho_{xr}^2 + q_1 \rho_{xr} (\rho_{xr} > 0) \quad (7)$$

式中:  $\rho_{xr}$  为胎面垂向变形量,  $\rho_{xr} = z_w - z_b + \Delta r$ ;  $q_i (i = 1, 2, 3)$  是与胎面变形  $\rho_{xr}$  对应的系数;  $z_w$  是路面高度;  $z_b$  是轮胎环垂向位移;  $\Delta r = q_v \theta_a^2$  是轮胎半径随转速变化量。  $q_v$  是变化系数<sup>[5]</sup>。

### 1.3 接地纵向力模型

接地纵向力模型主要描述胎面弹性与路面摩擦关系, 分别用一阶松弛模型和刷子模型表示。胎面纵向弹性的一阶松弛模型可表示为弹簧-阻尼器串联, 关于滑移率的一阶松弛模型公式如下, 表示胎面纵

向的瞬态变化特性.

$$\begin{cases} \sigma_c \dot{\zeta}_{cx} + V_{cr} \zeta_{cx} = -V_{c,sz} \\ \sigma_c = \frac{C_k}{C_{cx}} \end{cases} \quad (8)$$

式中:  $\sigma_c$  为接地部分胎面松弛长度;  $C_{cx}$  是胎面橡胶纵向剪切刚度;  $C_k = \frac{\partial F_x}{\partial \zeta_{cx}}$  为滑移刚度;  $V_{c,sz}$  为胎面接地点的滑移速度; 滑移率  $\zeta_{cx} = V_{c,sz}/V_x$ ;  $V_{cr}$  为胎面转动速度;  $V_x$  为轮胎平动速度.

纵向力模型采用刷子模型描述轮胎接地点与地面间的摩擦关系. 刷子模型是比较成熟的稳态轮胎力学模型<sup>[4]</sup>, 将轮胎接地区域分为黏着区和滑移区, 黏着区内纵向力与胎面橡胶线性应变成正比, 滑移区内纵向力为滑动摩擦力, 本文建立如下式刷子模型<sup>[5,12]</sup>:

$$\begin{cases} F_{cx} = \begin{cases} \mu F_{cz} (3 |\theta_x \zeta_{cx}| - 3 |\theta_x \zeta_{cx}|^2 + |\theta_x \zeta_{cx}|^3) \operatorname{sgn}(\zeta_{cx}), & |\zeta_{cx}| \leq 1/\theta_x \\ \mu F_{cz} \left\{ 1 - \frac{1}{4} (|\zeta_{cx}| - |1/\theta_x|) \right\} \operatorname{sgn}(\zeta_{cx}), & |\zeta_{cx}| > 1/\theta_x \end{cases} \\ \theta_x = \frac{2c_{pz}a^2}{3\mu F_{cz}} \end{cases} \quad (9)$$

式中:  $\mu$  为胎面与路面间的摩擦系数;  $F_{cz}$  为接地垂向力;  $c_{pz}$  为胎面单位纵向刚度;  $a$  为接地印迹长度一半. 接地部分纵向力可表示为滑移率的函数, 而滑移率又是由接地松弛模型计算所得. 至此由公式(1)~(9)可建立完整的电动轮耦合特性模型与悬架简化 1/4 模型.

## 2 电动轮刚性环耦合特性模型参数识别与固有特性分析

将电动轮模型应用于仿真工况之前, 应进行电动轮模型参数识别. 本文中电动轮模型将轮胎胎体考虑为不变形整体, 能反映轮胎环整体运动的径向平移模态和周向旋转模态. 在不考虑轮辋与轮毂电机耦合连接特性时, 轮毂电机与轮辋近似为刚性连接, 模型中影响这两阶模态的参数主要有胎面纵向刚度、轮胎环与轮辋之间连接刚度以及轮胎环质量参数. 另外需要识别的还有胎面几何参数.

### 2.1 胎面参数计算

轮胎胎面接地印迹受轮胎结构、车轮定位参数、胎压和载荷等因素的影响, 根据轮胎的变形特点, 轮

胎接地长度  $L_a$  和宽度  $L_b$  可分别采用下列经验公式来确定<sup>[13]</sup>:

$$L_a = 4r \left( \frac{\delta}{2r} \right)^\xi, \quad L_b = b_0 (1 - e^{-\Psi}) \quad (10)$$

式中:  $b_0$  为胎冠宽度;  $\delta$  为轮胎的最大下沉量;  $\xi, \Psi$  均为与轮胎结构有关的经验系数. 轮胎最大下沉量与轮胎结构、胎压和载荷等有关, 本文采用下式计算<sup>[14]</sup>:

$$\delta = \frac{\alpha_1 F_{cz}}{2p} + \sqrt{\left( \frac{\alpha_1 F_{cz}}{2p} \right)^2 + \alpha_2 F_{cz}} \quad (11)$$

式中:  $p$  为轮胎胎压;  $\alpha_1 = 1/(2\pi \sqrt{rr_w})$ , 其中  $r$  为轮胎半径;  $r_w$  为胎面的横向曲率半径;  $F_{cz}$  为轮胎接地垂向力;  $\alpha$  为常数, 对于轿车轮胎取  $3.7 \times 10^{-8} \text{ m}^2 \cdot \text{N}^{-1}$ .

胎面单元在垂向载荷和侧向载荷的作用下将发生变形, 设侧向载荷和侧向变形分别为  $Q$  和  $\lambda$ , 应用能量法可以得到<sup>[15]</sup>

$$\lambda = \frac{h}{E \left( 1 - \frac{48}{\pi^2 (6 + \pi^2 \beta^2)} \right)} \tau_0 \quad (12)$$

式中:  $E$  为胎面橡胶的剪切弹性模量;  $h$  为胎面块高度;  $\beta$  为单元长宽比;  $\tau_0 = Q/L_a L_b$  为作用在胎面单位上表面的平均剪应力. 由下式可得到胎面块的纵向刚度:

$$C_{cx} = \frac{Q}{\lambda} = EL\beta \left( 1 - \frac{48}{\pi^2 (6 + \pi^2 \beta^2)} \right) \quad (13)$$

### 2.2 胎体刚度参数识别

本文进行了电动轮约束模态试验, 并对电动轮模型进行固有频率计算, 由试验频率与模型计算固有频率识别得到电动轮模型轮辋与轮胎环径向、周向连接刚度参数. 其他质量参数均由逆向的电动轮、轮毂电机有限元模型测量得到, 轮胎垂向力模型参数、悬架参数参考电动轮-悬架有限元模型以及课题组前期试验获得的数据<sup>[16]</sup>.

本文分析对象是实际运行工况下的电动轮, 为保证试验约束条件和仿真工况一致, 本文进行电动轮实际载荷约束下的模态试验, 试验布置如图 3 所示. 电动轮通过双横臂悬架安装在可调式电动轮-悬架试验台上, 垂向载荷 3 kN, 胎压 210 kPa. 除轮胎接地部分外沿周向布置了 11 个加速度传感器, 并在轮胎中心平面及其左右布置三圈, 各测量三个方向加速度响应. 采用两点激振. 图 3 中右侧激振器主要产生轴向激励, 左侧激振器通过一定夹角的弯曲钢片同时产生径向激励和切向激励.

试验通过 LMS Test. lab 的 PolyMAX 模块识

别模态参数,并通过 Modal Synthesis 和 Modal Validation 模块对识别的频响函数、模态频率进行验证,以确认试验分析结果可靠. 试验识别到的周向旋转和径向平移模态频率分别为 80. 124 Hz 和 111. 605 Hz.

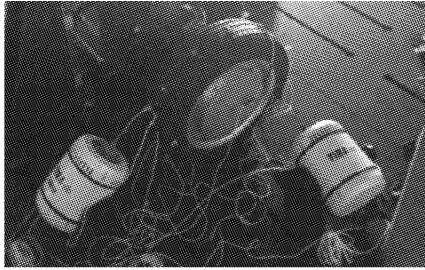


图 3 电动轮约束模态试验

Fig.3 Operating modal test of electric wheel

本文采用数值方法计算电动轮模型固有频率,分别对电动轮模型进行有限带宽白噪声位移、转矩激励,求取各部分加速度响应,计算垂向、纵向、扭转方向的传递特性. 白噪声激励下的三方向传递函数可表示为

$$\begin{cases} H_z(s) = \frac{\ddot{Z}_i(s)}{F_{cz}(s)}, i = b, a, u \\ H_x(s) = \frac{\ddot{X}_i(s)}{F_{cx}(s)}, i = b, a, u \\ H_\theta(s) = \frac{\ddot{\theta}_i(s)}{M_y(s)}, i = b, a \end{cases} \quad (14)$$

式中:  $b, a, u$  分别代表轮胎环、轮辋、车身;  $H_z(s)$ ,  $H_x(s)$ ,  $H_\theta(s)$  分别代表轮胎模型垂向、纵向、旋转方向传递函数. 由功率谱法计算系统传递函数.

试验用电动轮轮毂电机与轮辋通过螺栓固连在一起,可以认为是本文所建立的电动轮刚性环耦合特性模型中轮毂电机与轮辋连接刚度取无穷大(以下简称刚性连接)的一种特例. 确定胎面参数以及其他质量参数后,以电动轮试验模态频率为基准,根据计算所得电动轮刚性环耦合特性模型刚性连接传递函数曲线,即可辨识得到电动轮模型的轮胎环径向、周向连接刚度. 轮毂电机与轮辋刚性连接时电动轮垂向、周向传递函数曲线如图 4 和图 5 所示. 各频率峰值及所对应的主振型见图中注释.

图 4 中 111. 2 Hz 为轮胎环垂向固有频率. 图 5 中 80. 78 Hz 为轮胎环周向固有频率. 由识别得到的胎体刚度参数计算所得的电动轮垂向、周向频率与实验结果误差较小,说明电动轮刚性环耦合特性环模型能够描述轮胎一阶径向和旋转模态.

### 2.3 电动轮刚性环耦合特性模型固有特性分析

出于减弱轮毂电机输出转矩波动对电动轮-悬架系统振动的考虑,假设轮毂电机外转子和轮辋之间存在一层橡胶垫圈的弹性连接单元,考虑轮毂电机与轮辋的串联型弹性作用关系,从而替换原有近似为刚性连接的螺栓连接. 下面分析此串联型弹性连接对电动轮传递特性的影响,并与试验所用电动轮进行对比. 轮毂电机与轮辋连接单元参数参考橡胶衬套的刚度、阻尼特性,取值如表 1 所示.

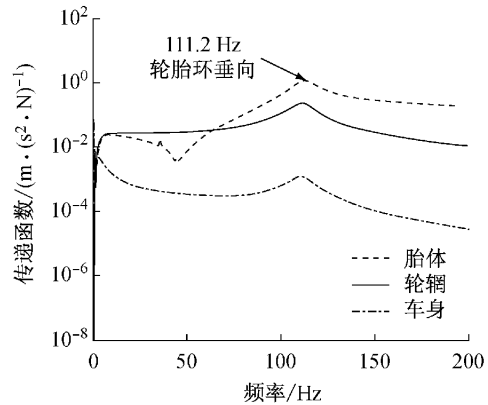


图 4 电动轮垂向传递特性

Fig.4 Vertical transfer characteristics of electric wheel

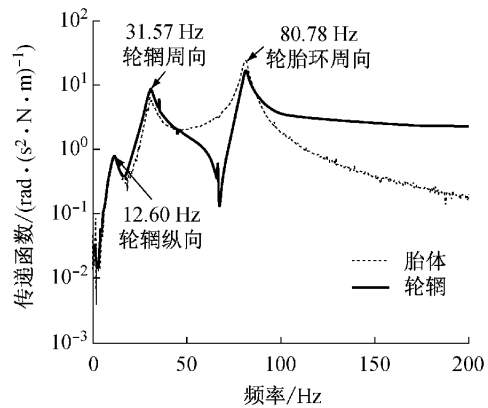


图 5 电动轮周向传递特性

Fig.5 Rotational transfer characteristics of electric wheel

表 1 轮毂电机与轮辋连接参数

Tab.1 The connection parameters between rim and in-wheel motor

系统参数	参数符号	参数值
垂向连接刚度	$C_d / (\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	$1.5588 \times 10^6$
垂向连接阻尼	$K_d / (\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	78.3893
纵向连接刚度	$C_{dx} / (\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	$2.1028 \times 10^6$
纵向连接阻尼	$K_{dx} / (\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	174.4973
扭转刚度	$C_{d\theta} / (\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1})$	$7.7 \times 10^4$
扭转阻尼	$K_{d\theta} / (\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1})$	50

胎面垂向力与车身垂向加速度传递特性如图 6 所示. 胎面纵向力与轮胎环纵向加速度传递特性如图 7 所示. 各频率峰值及所对应的主振型见图中注释.

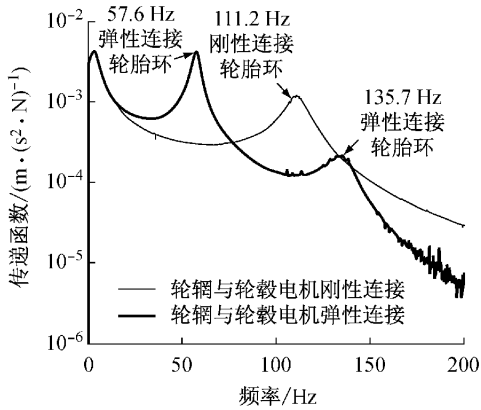


图 6 电动轮刚性环耦合特性模型垂向传递特性

Fig.6 Vertical transfer characteristics of double ring coupling model of electric wheel

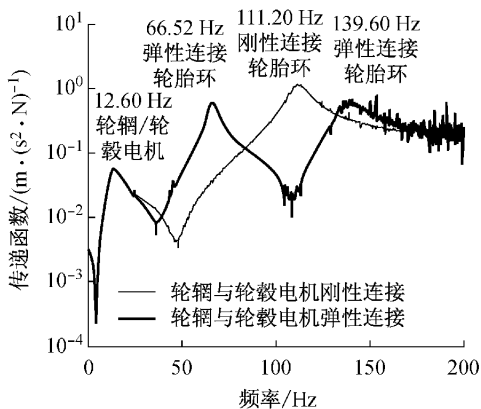


图 7 电动轮刚性环耦合特性模型纵向传递特性

Fig.7 Longitudinal transfer characteristics of double ring coupling model of electric wheel

由图 6 和图 7 可知,30 Hz 以上高频段频率特征变化较大. 考虑轮毂电机与轮辋弹性连接时,轮胎环垂向频率由 111.20 Hz 降低至 57.60 Hz,轮辋垂向频率提高至 135.70 Hz; 轮胎环纵向频率降低至 66.52 Hz,轮辋纵向频率提高至 139.60 Hz. 由此可知,考虑轮辋与轮毂电机的弹性连接关系会改变原有电动轮轮胎环、轮辋的固有频率分布. 特殊情况下,当连接刚度足够大时,刚性环耦合特性模型接近于刚性连接工况,频率分布和刚性连接模型趋于一致.

由此可知,通过调整轮毂电机与轮辋的连接关系可以改变轮胎环、轮辋的固有频率分布,使之避开原有的峰值频率,从而可以根据实际的激励情况适

当改变电动轮模型的固有特性,在不影响由路面激励引起的低频段系统响应的基础上达到优化系统振动特性的目的.

### 3 电动轮刚性环耦合特性模型转矩波动响应分析

为准确获得电动轮实际驱动工况下的转矩激励频率特征,本文在可调式悬架试验台安装了分布式驱动电动车用电动轮-悬架系统,在转鼓上进行振动特性试验(图 8). 试验用电动轮用于低速观光车,选取对应于常用车速  $10 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  的转速  $100 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 、驱动转矩  $30 \text{ N} \cdot \text{m}$  工况. 测得轮心处的振动加速度响应,其幅值谱如图 9 所示. 图中所示为截取幅值较大的频率段.

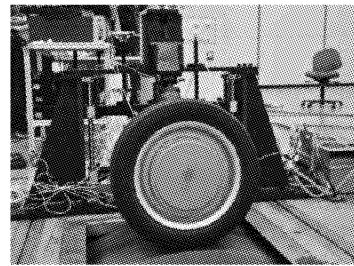


图 8 电动轮-悬架转鼓试验

Fig.8 Drum test of electric wheel and suspension system

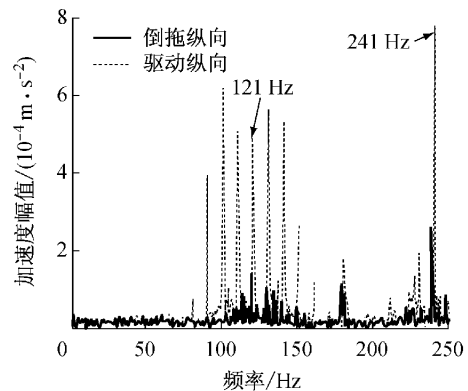


图 9 轮心处的振动加速度响应

Fig.9 Comparison of power spectrums of wheel center

试验用轮毂电机极对数为 12,转速  $100 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$  时,电流主频率 6 倍频为 120 Hz. 为确定轮毂电机转矩激励对系统振动的影响,本文在试验中进行了电动轮从动(倒拖)以及电动轮驱动两种不同工况. 由图 9 可知,电动轮驱动工况下,轮心处的振动加速度响应出现较多峰值频率,与轮毂电机不工作的电动轮倒拖工况对比表明,上述峰值频率由轮毂

电机转矩输入引起. 图 9 中轮毂电机转矩输入引起的振动在 120, 240 Hz 左右比较集中, 与试验用电动轮一阶径向频率较为接近的主要有 100.5, 110.5, 120.5, 131.0, 141.0 Hz 等 5 个峰值频率, 会引起电动轮径向振动. 因此, 本文考虑以上述频率特征为基础建立转矩波动信号, 分析电动轮刚性环耦合特性模型在转矩激励下的振动响应, 驱动转矩信号公式如下:

$$T = \sum_{i=1}^5 A_i \sin(2\pi f_i) \quad (15)$$

式中:  $A_i$  为各阶谐频成分幅值; 各阶频率  $f_i$  取上述峰值频率.

图 10 为计算所得的轮胎环纵向加速度响应, 同时与轮毂电机和轮辋连接刚度取无穷大的刚性连接工况进行对比. 可以发现, 考虑轮毂电机与轮辋的弹性连接关系会显著减小轮胎振动.

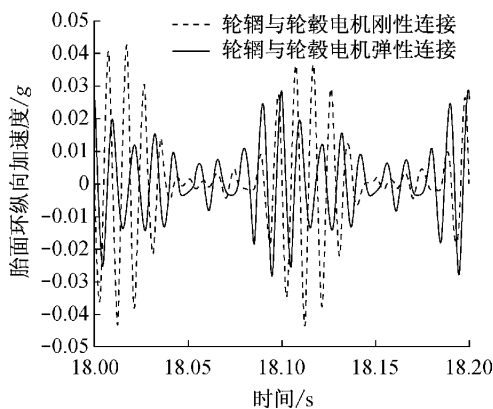


图 10 轮胎环纵向加速度

Fig. 10 Longitudinal acceleration of tire ring

根据轮胎环、车身两方向加速度响应的幅频特征, 计算电动轮刚性环耦合特性模型相对于轮毂电机和轮辋连接刚度无穷大的加速度相对变化量公式如下:

$$\delta_{ji} = \frac{b_{ji} - c_{ji}}{\max c_{ji}}, \quad j = 1, 2, \dots, 4, \quad i = 1, 2, \dots, 5 \quad (16)$$

式中:  $b$  代表刚性环耦合特性模型加速度响应;  $c$  代表连接刚度无穷大的电动轮模型加速度响应; 角标  $j$  代表 4 方向传递特性;  $i$  代表 5 个频率峰值. 计算得到的加速度相对变化量  $\delta_{ji}$  如图 11 所示.

由图 11 可以看出, 考虑轮毂电机与轮辋弹性连接的电动轮刚性环耦合特性模型, 在原有轮胎环固有频率 110 Hz 处, 能够显著减小轮胎环与车身振动. 在 100~140 Hz 的激励范围内, 车身垂向与轮胎环加速度相对变化量均为负数, 说明存在轮毂电机

高频激励时, 轮胎接地部分、车身振动都能被有效抑制. 即考虑轮辋与轮毂电机间弹性连接关系, 能够显著减小原有轮毂电机与轮辋固连工况在一阶径向平移频率附近的轮胎环与车身的加速度响应, 优化电动轮-悬架系统振动响应. 另外, 考虑轮毂电机与轮辋的弹性连接, 放大了车身纵向的振动响应. 由此可知, 在具体的电动轮-悬架系统参数优化分析中, 应根据不同性能要求, 综合考虑车身、轮胎的振动响应, 对包括轮毂电机与轮辋连接参数、轮胎刚度参数、悬架连接参数在内的全局参数进行优化, 选取使车身、轮胎振动综合响应最优的参数值, 指导电动轮-悬架系统结构设计.

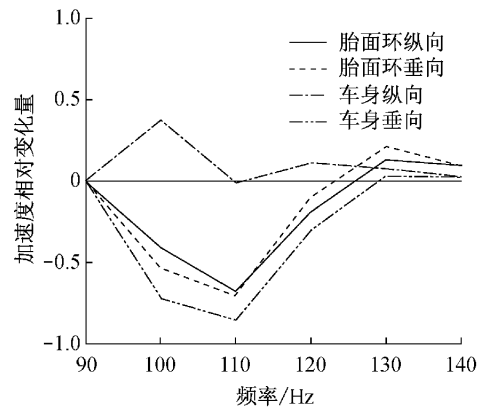


图 11 电动轮刚性环耦合特性模型加速度相对变化

Fig. 11 Relative change of the acceleration of the double ring coupling model of electric wheel

## 4 结论

本文建立了适应电动轮激励频率要求的电动轮模型, 进行了参数识别及固有特性分析. 根据实测电动轮激励频率特征对电动轮模型进行了转矩波动输入下的振动响应分析. 主要有以下几点结论:

(1) 本文基于刚性环轮胎模型假设, 建立了考虑轮辋与轮毂电机弹性连接关系的电动轮刚性环耦合特性动力学模型, 结合胎面纵向、垂向模型建立了电动轮仿真模型. 通过电动轮约束模态试验识别了电动轮模型主要刚度参数, 结合计算得到的胎面参数分析了电动轮模型的固有特性. 分析表明, 电动轮模型能够准确描述电动轮径向一阶平移频率和周向旋转频率, 另外考虑轮辋与轮毂电机的弹性连接耦合特性会改变轮毂电机与轮辋固连时的频率分布, 避开电动轮原有峰值频率.

(2) 根据电动轮-悬架系统转鼓试验测得的轮心振动加速度频率响应特征, 进行了电动轮刚性环耦

合特性模型在实测频率成分的转矩激励下的响应分析。表明考虑轮毂电机与轮辋的弹性连接耦合特性能够减小原有轮毂电机与轮辋固连工况下一阶径向平移频率附近的轮胎环与车身的加速度响应,优化电动轮-悬架系统振动特性,为电动轮结构设计提供理论指导意义。

### 参考文献:

- [1] 电动汽车总体专项组等. “十五”国家高技术研究发展计划(863计划)电动汽车重大专项进展[J]. 汽车工程, 2003, 25(6): 533.  
The Special Professional Group of Electric Vehicle. National high-tech research and development program for tenth "Five-year Plan" (863 Torch Program): significant progress of electric vehicle[J]. Automotive Engineering, 2003, 25(6): 533.
- [2] 马琮淦,左曙光,何吕昌,等. 电动车用永磁同步电机电磁转矩的解析计算[J]. 振动、测试与诊断, 2012, 32(5): 756.  
MA Conggan, ZUO Shuguang, HE Lüchang, *et al.* The analytic calculation of the electromagnetic torque of permanent magnet synchronous motor for electric vehicle[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2012, 32(5): 756.
- [3] 于增亮,张立军,孙北. 轮毂电机驱动电动微型车车内噪声道路试验分析[J]. 上海汽车, 2009(8): 8.  
YU Zengliang, ZHANG Lijun, SUN Bei. Road test analysis for interior noise of wheel-hub motor driven micro electric vehicle[J]. Shanghai Auto, 2009(8): 8.
- [4] 刘青,郭孔辉. 轮胎刷子模型分析Ⅲ:非稳态侧偏-转偏及稳态侧倾刷子模型[J]. 农业机械学报, 2000, 31(3): 1.  
LIU Qing, GUO Konghui. Review of tire brush models III: non-steady state cornering and turn-slip as well as steady state camber brush models[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2000, 31(3): 1.
- [5] Zegelaar P W A. The dynamic response of tyres to brake torque variations and road unevenness[D]. Delft: Delft University of Technology, 1998.
- [6] Zegelaar P W A. Dynamic tyre responses to brake torque variations[J]. Vehicle System Dynamics, 1997(27): 65.
- [7] Gipsier M. FTire—the tire simulation model for all applications related to vehicle dynamics[J]. Vehicle System Dynamics, 2007(45): 139.
- [8] 宁国宝,万钢. 轮边驱动系统对车辆垂向性能影响的研究现状[J]. 汽车技术, 2007(3): 21.  
NING Guobao, WAN Gang. The present research situation of the influences on vehicle vertical performances induced by direct wheel drives system[J]. Automobile Technology, 2007(3): 21.
- [9] Nagaya G. Development of an in-wheel drive with advanced dynamic-damper mechanism[J]. JSAE Review, 2003(24): 477.
- [10] JIN Liqiang, SONG Chuanxue, WANG Qingnian. Evaluation of influence of motorized wheels on contact force and comfort for electric vehicle[J]. Journal of Computers, 2011, 6(3): 497.
- [11] 梁锐,余卓平,宁国宝. 基于吸振原理的轮边驱动电动车垂向振动负效应的抑制[J]. 机械设计, 2008, 25(1): 28.  
LIANG Rui, YU Zhuoping, NING Guobao. Restraint of negative effect on vertical vibration of wheel rim driven motor vehicle based on shake absorption principle[J]. Journal of Machine Design, 2008, 25(1): 28.
- [12] 庄继德. 现代汽车轮胎技术[M]. 北京:北京理工大学出版社, 2001.  
ZHUANG Jide. Modern automobile tire technology [M]. Beijing: Beijing Institute of Technology Press, 2001.
- [13] Sueoka A, Ryu T, Kondou T, *et al.* Polygonal wear of automobile tire [J]. JSME International Journal Series C—Mechanical Systems Machine Elements and Manufacturing, 1997, 40(2): 209.
- [14] 克拉盖尔斯基. 摩擦、磨损与润滑手册[M]. 余梦生,译. 北京:机械工业出版社, 1985.  
Крагецький. Friction and wear and lubrication manual[M]. Translated by YU Mengshang. Beijing: China Machine Press, 1985.
- [15] 李勇,左曙光,杨宪武,等. 轮胎多边形磨损的发生机理及其影响因素分析[J]. 振动与冲击, 2011, 30(9): 6.  
LI Yong, ZUO Shuguang, YANG Xianwu, *et al.* Analysis on generation mechanism and impact factors of polygonal wear of tire[J]. Journal of Vibration and Shock, 2011, 30(9): 6.
- [16] 杨宪武. 轮胎多边形磨损中自激振动建模及关键参数研究[D]. 上海:同济大学, 2011.  
YANG Xianwu. Modeling of self-excited vibration and study on key parameters in polygon wear of tire[D]. Shanghai: Tongji University, 2011.