

专论综述

轮胎振动研究综述

贺海留

(国家轮胎质检中心 100039)

摘要 从轮胎的振动、冲击和包络特性三方面阐述国外在轮胎振动理论和实验方面的研究进展;讨论斜交轮胎和子午线轮胎振动特性的区别;提出改善轮胎行驶舒适性的措施。

轮胎振动研究与轮胎生产的历史一样漫长。现代汽车轮胎设计工程师不仅关心诸如轮胎的磨损、老化、牵引力、滚动阻力、制动、转弯等问题,更关心操纵稳定性、行驶舒适性及车内噪声等轮胎行驶质量方面的问题。随着汽车工业的发展,道路状况的改善和子午线轮胎的普及,对轮胎行驶质量的要求日益提高。

当提及轮胎振动时,人们立即会想到来自轮胎的车轮振动、车辆振动、车辆高速不平

顺性、路面障碍物的冲击以及对不平整路面的动力学响应。为了很好地研究这个问题,一些研究者将司机(乘坐者)、车辆、轮胎和道路统一起来进行研究^[1],组成如图 1 所示的振动系统(忽略发动机和传动系统的振动)。由图 1 可见,由于轮胎是 3 个振源输入的汇合点,是阻止外部振动进入车辆的第 1 道防线,因此对研究轮胎振动特性的重要性也就容易理解了。轮胎良好的减振性能,减轻了对车辆悬架、底盘及其它传递系统的减振要求。

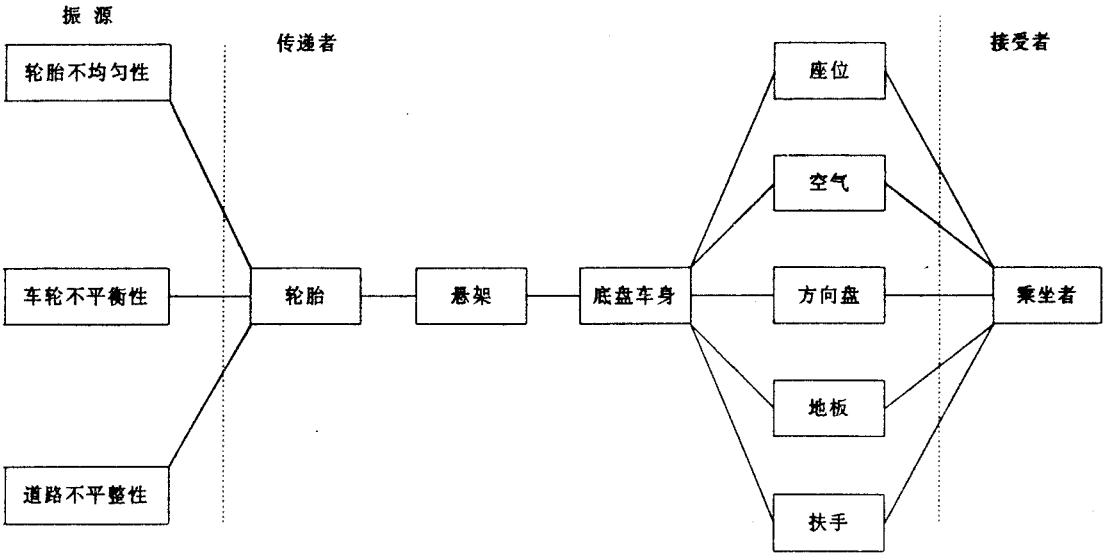


图 1 车辆振动的传递过程

轮胎的振动特性研究包括许多方面,本文仅在轮胎的振动(传递特性、固有频率、振型)、冲击和包络特性三方面综述国外的一些主要研究成果。

1 轮胎振动的产生及其特性

1.1 轮胎振动的产生

对于轮式车辆的行驶性能,充气轮胎同时起 3 个重要作用^[2]。首先,轮胎吸收外部输

入的振动,包络路面的不平度。其次,轮胎自身的不均匀性、不平衡性及其胎面花纹又会对车辆产生输入力。第三,轮胎和悬架、底盘之间的动态相互作用,确定了轮胎-车辆系统的动态特性,导致与轮胎有关的车辆振动。轮胎振动通常分为两种:外部激振和自激振动^[2,3]

1.1.1 外部激振

早在充气轮胎问世之前,人们已将提高路面的平整度作为减少轮式车辆振动的措施。但是在目前的轮胎使用过程中,路面的不平度仍是轮胎激振的首要因素^[4]。由不平整路面激发的轮胎振动,其振型与模拟试验中轮胎受锤击后的激振十分相似。道路不平度引起的激振在任何速度下几乎都有恒定的频率^[5]。

1.1.2 自激振动

轮胎的不均匀性和胎面花纹是轮胎自激振动的主要振源。文献 6 阐述了轮胎产生自激振动的条件。

当轮胎以公路速度行驶时,不均匀轮胎产生纵向力变量、径向力变量、横向力变量以及翻转力矩和回正力矩的变量,会导致车辆行驶质量的恶化。纵向力变量和径向力变量在干扰车辆行驶方面较其它变量更为关键。

轮胎的光滑路面颤振(smooth road shake)发生在 $80-128\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$ 的速度范围内,所在频率范围为 $11-17\text{Hz}$ ^[7]。第一谐波力变量和重量不平衡是轮胎颤振及其它冲击问题的基本原因。

可能导致轮胎不均匀性的因素^[8]有:①帘线物理性能的变化;②帘线密度的变化;③压延的变化;④粘合性能的变化;⑤化合物结构或物理性能的变化;⑥胎面加工的变化(冷却或收缩控制);⑦胎面接头过宽或松开以及胎面过度伸长;⑧胎面由于定中较差或过度收缩而导致的摆动;⑨胎圈偏心;⑩胎圈装配不一致;⑪帘布层偏歪;⑫胎圈钢丝排列或帘布包边的变化;⑬帘布层打褶或起波浪;⑭由于过度滚压而导致的帘线挠曲;⑮帘布层接

头过宽或不足;⑯帘布层之间有缝隙;⑰过多和无规则的重叠搭接;⑱过度拉伸;⑲不精确的成型和不均匀的硫化。

轮胎自激振动的另一个原因是胎面花纹。这种情况对于农业轮胎和工程轮胎更为突出,因为独立花纹块胎面更能激发轮胎和车辆振动。工程轮胎的负荷很大,低水平的轮胎振动能够导致严重的车辆振动,特别是当胎面的接地频率接近轮胎或车辆的固有频率时,能够产生共振,使车辆的行驶质量恶化。

1.2 轮胎的振动特性

1.2.1 轮胎振动特性的测定方法及传递函数

轮胎振动特性的测定方法分实验室静态、动态和室外道路试验三种方法。

实验室的静态试验是对不同约束条件下的轮胎胎侧或胎面施以激振力,测定其轴、胎面或胎侧所产生的响应。激振力的施加方法有冲击锤打击法和加振机加振法,后一种方法又可分为正弦波频率扫描加振法和随机加振法^[9]。测定轮胎振动响应的方法^[9-12]有:激光全息照像、加速度振动计等方法。具体的做法是,把轮胎当作一个黑箱,令激振为输入,轮胎振动响应为输出,通过测定输入与输出之间的相关关系,即可求得轮胎的振动特性。

实验室的动态试验是将轮胎压在转鼓上进行的^[13]。将具有各种波长的正弦波、方波、三角波等形状的模拟路面安装到转鼓面上,通过改变转鼓的转速可得到一系列输入振动频率,从而可研究轮胎转动时的振动特性。对滚动轮胎和非滚动轮胎的振动传递特性曲线进行比较可以发现,非滚动轮胎的共振现象更明显。

轮胎的道路试验是将轮胎安装到车辆上,在运行中测量车内的振动。由于车辆和轮胎的相互作用,同一轮胎在不同的车辆上将得到不同的结果。

关于表征轮胎振动特性的传递函数,文献 9 中说明,若用 X 表示位移, $\dot{X}$ 表示速度, $\ddot{X}$ 表示加速度, F 表示力,输入项加下标 i , 输

出项加下标 o, 则有如下类型的传递函数:

$$\text{柔量: } \left[\frac{X_o}{F_i} \right]$$

$$\text{移动性: } \left[\frac{\dot{X}_o}{F_i} \right]$$

$$\text{惯性: } \left[\frac{\ddot{X}_o}{F_i} \right]$$

$$\text{力的传递函数: } \left[\frac{F_o}{F_i} \right]$$

$$\text{动态刚度(动态弹簧常数): } \left[\frac{F_o}{\dot{X}_i} \right]$$

$$\text{机械阻抗: } \left[\frac{F_o}{\ddot{X}_i} \right]$$

$$\text{动态质量: } \left[\frac{F_o}{\ddot{X}_i} \right]$$

除上述 7 个传递函数外, 文献 11 中还使用传递率来表示轮胎的振动特性, 其定义为:

$$\text{传递率} = \frac{\text{轴加速度峰值}}{\text{接地印痕位移峰值}}$$

1.2.2 轮胎的振动特性

轮胎在径向、纵向和横向 3 个方向均会传递振动, 下面将分别讨论这 3 个方向的振动传递特性。

1.2.2.1 轮胎径向振动传递特性

在轮胎的径向, 振动出现在中频和低频两个频率范围内。

首先, 轮胎在径向有弹性, 其作用像一个简单的弹簧。但轮胎的柔性通常远远低于(约为 1/10)车辆悬架弹簧的柔性, 因此轮胎-车辆系统依次有两类刚性振动型式。第 1 类是低频(1—3Hz)振动, 如路面的纵倾振荡及车身的侧倾振荡, 它使悬架弹簧变形, 而代表轮胎的弹簧则因较悬架弹簧硬而不易变形, 这样就可把此类振动看作与轮胎的柔性无关。第 2 类是由悬架弹簧和轮胎等效弹簧(并联)产生的车身与路面之间非悬挂质量的振动, 由于后者的刚性是前者的 10 倍, 因此轮胎对振动的频率和振幅起决定作用。该类振动的频率为 10—20Hz, 定义为中频振动(也称刚性振荡)。简单的试验证明, 轮胎的径向刚度越大, 由路面不平度引起的径向振动也越大, 相应传给车身的振动也就越大。所以, 对该类振动来说最有意义的参数是轮胎的径向刚

度。

其次, 轮胎振动型式除了属于中频范围的刚性振动外, 还包括高频振动。由于完全不同的原因, 这种振动与中频振动的样式也不同, 胎面和胎侧呈现连续分布的振动, 这是振动研究的主要对象之一。在这方面, 子午线轮胎和斜交轮胎的性能有明显的区别, 子午线轮胎的共振频率和数量及传到轮轴上的振动强度大大不同于斜交轮胎。图 2 给出了子午线轮胎和斜交轮胎的高频径向振动传递性能曲线。图 2 表明, 子午线轮胎(155R15)在 90Hz 处发生一严重共振, 以下几个发生共振的频率大约为 120, 140 和 170Hz; 在相同的

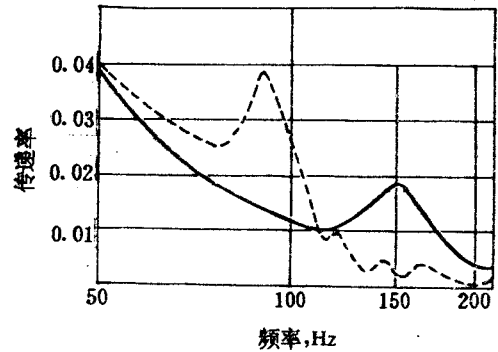


图 2 子午线轮胎和斜交轮胎高频径向振动

传递性能曲线

——斜交轮胎;子午线轮胎

测试频率范围内, 相应规格的斜交轮胎仅在 150Hz 处有一共振, 该共振强度较低, 范围较宽。

由图 2 还可以看出, 在 50—100Hz 范围内, 子午线轮胎的振动传递率高于斜交轮胎, 也就是说当将第一共振频率低于 100Hz(系原配斜交轮胎车辆悬架的截断频率)的车辆上的斜交轮胎换成子午线轮胎后, 像路面坑洼和伸缩缝之类的道路扰动所引起的共振, 会不经过悬架衰减而直接传给车身, 从而损害车辆的行驶舒适性。假设 155R15 轮胎的接地长度为 0.245m, 则其发生第 1 次共振(频率为 90Hz)时的行驶速度为:

$$v = 3.6 \times 90 \times 0.245 = 79.38 (\text{km} \cdot \text{h}^{-1})$$

此计算结果表明,如果不改装车辆的悬架,改变其截断频率,那么当上述车辆在中速行驶时,子午线轮胎的平顺性和舒适性就不能发挥。对应规格斜交轮胎发生第 1 个共振时的速度为 $132.3 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$,在这样高的速度下发生共振,破坏了行驶舒适性,这对行驶在高速公路上的当代汽车来说是令人难以容忍的。所以,要在原来安装斜交轮胎的汽车上安装子午线轮胎,汽车的悬架部分必须调整。文献 15 给出了美国福特、通用、克莱斯勒三大汽车公司于 70 年代初,为适应换装子午线轮胎的需要,在调整汽车悬架方面所做的努力和尝试。

文献 13 在振动特性方面的研究表明,在轮胎不滚动的条件下,子午线轮胎与斜交轮胎相比,前者在 $80\text{--}95 \text{ Hz}$ 频率范围内稍差,在 $95\text{--}250 \text{ Hz}$ 范围内有较大的优势。对于滚动的轮胎,子午线轮胎的劣势频率范围较宽,为 $65\text{--}100 \text{ Hz}$,在 $150\text{--}350 \text{ Hz}$ 的高频范围内优势较大。因为高频率对应高速度,所以在高速行驶时,子午线轮胎的舒适性比斜交轮胎好。

为了弄清轮胎的变形特点,文献 11 还研究了胎面和胎侧的变形曲线及相位。对于斜交轮胎的径向激振,胎面与胎侧的振动反相,也就是说当一个呈伸长时,另一个为收缩,反之亦然。但在子午线轮胎接地地区附近却出现例外,胎面与胎侧的振动同相。

1.2.2.2 轮胎纵向振动传递特性

图 3 示出了子午线轮胎和斜交轮胎的纵向振动传递特性曲线^[13,14]。由图 3 可以看出,在较低频率时,子午线轮胎的纵向振动传递率高于斜交轮胎,约在 45 Hz 处为最高;但子午线轮胎在较高频率时的纵向振动传递率,则低于斜交轮胎。

1.2.2.3 轮胎横向振动传递特性

文献 13 在对轮胎的横向振动传递特性研究后得出如下结论:首先,轮胎对横向振动的衰减比径向和纵向要大;其次,在轮胎胎面与车身之间,轮胎提供的振动衰减是主要的。

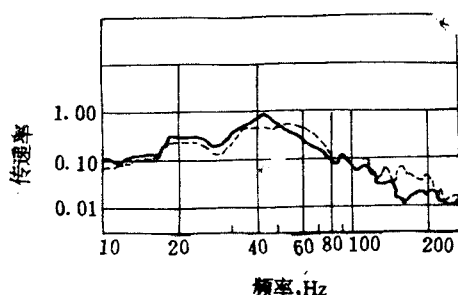


图3 子午线轮胎和斜交轮胎纵向振动传递特性曲线

·····斜交轮胎;——子午线轮胎

1.2.3 轮胎对胎面花纹激发振动的传递

当轮胎振动涉及轮胎与路面间相互作用时,其研究方法可分为3种。第1种是不侧重于轮胎与路面之间的相互作用,而趋向于把输入假设为一个周期的或随机的力或位移,或将输入作为一个积分效果,并主要用弹簧-质量组合体和以很简单的方式处理轮胎、车轮及悬架系统。在研究整体汽车的行驶力学时,一般都用这种方法。第2种也把输入简化为具有一定频谱的道路输入,而没有以一个精确的方式关注轮胎与路面之间的相互作用,但以较详细的方法处理轮胎的结构,如把轮胎处理成挠曲环或充气壳体^[16,17]。第3种是主要关注轮胎与路面之间的相互作用,并集中在轮胎接地面上的细观相互作用方面。这种方法极大地简化了不在轮胎与路面接触区部分的轮胎结构。Kung等^[18]结合第2种和第3种方法,以一种全新的方法研究了滚动轮胎对因胎面花纹的周期激振产生的振动的传递。全部研究基于这样一个事实:当轮胎滚动时,其胎面花纹产生激振力的过程是周期性的,因为就算是随机设计的胎面花纹,也会有一个相应于轮胎滚动的周期,只是波长为轮胎的滚动周长罢了。

Kung的研究是分4步完成的。第1个研究是最简单的,将分布在整个接地区的力集

中为一个合力,随着胎面通过路面,该合力发生巨大变化。第 2 个研究是把接地区的负荷看作是作用在一个刀状边上的几个点上。第 3 个研究更进了一步,接地区负荷分布在几个刀状边的几个点上。第 4 个研究是根据负荷分布重新确定敏感性(receptance)发展起来的,其可减少接地印痕上必需的敏感性点的数量。第 2 个研究倾向于简单的胎面花纹,而第 4 个研究则可用于真正的胎面花纹上。

2 轮胎的固有频率及振型

2.1 轮胎固有频率及振型的测量方法

对轮胎施加振动后,胎面、胎侧和胎腔内部空气都将产生振动,其中质量大的胎面受该振动的影响最大。胎面振动也可分为径向振动、纵向振动和横向振动。

轮胎的固有频率及振型通常用电磁激励器和加速度计测得^[9,11,17],如图 4 所示。试验时将轮胎轴固定(也可用其它约束方式),在胎面均匀粘贴好加速度计,然后用电磁激励器激励轮胎,加速度计可测出输出波形的频谱,其测定结果如图 5 所示。因为共振点的振动最大,所以图 5 中曲线的各个峰值表示各次共振点发生共振时的频率即固有频率。由轮胎胎面上均布的多个加速度计可测出对应各次振动的振型,如图 6 所示。文献 4 报道,用全息照像测量了轮胎 3 个方向的振型,获得了相同的结果。值得一提的是近期文献^[19]表明,斜交轮胎也有两个以上的固有频率及振型。

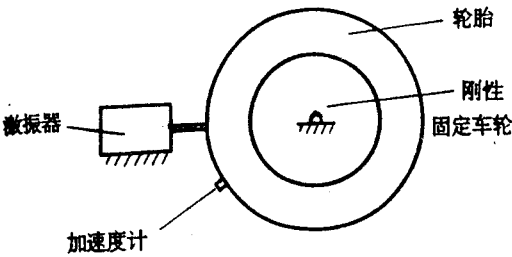


图 4 轮胎固有频率及振型测量装置示意

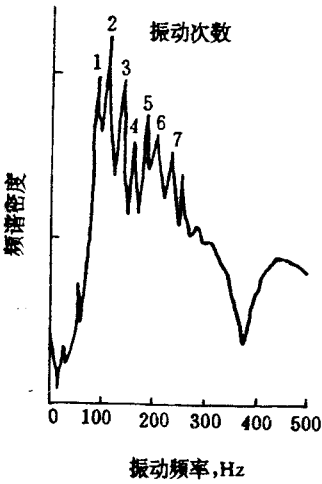


图 5 轮胎胎面的振动特性分析结果
轮胎规格:175/70R13;气压:200kPa

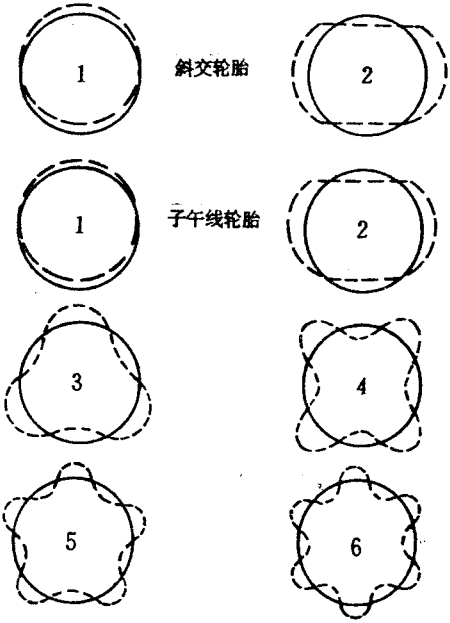


图 6 斜交轮胎和子午线轮胎各次振动的
径向振型

2.2 轮胎胎面振动固有频率的理论求解模型

2.2.1 理论研究的意义

由于难以消除阻尼和引入合适的激励,

通过试验只能测得轮胎很少的几个固有频率及振型^[20]。但在对轮胎进行研究时,需要建立数学模型,通常以傅里叶函数的形式表示动态轮胎的变形、速度和应力。为了以适当的精度求解这些方程,需要足够多的正交函数项,而试验所能提供为数很少的固有频率不能使求解获得满意的精度,必须用理论模型求得轮胎更高次的固有频率。其次,文献上经常报道的测量数据是横向运动的轮胎固有频率,即仅仅测量了轮胎的横向变形,因为从测量技术的观点看,测量轮胎的纵向变形是很困难的。但在轮胎强迫振动的模型分析中需要纵向振动的振型,而且如果缺少轮胎的纵向变形成分,在分析轮胎的制动和转弯性能方面就得不到满意的模型。因此需要通过理论求解,以获得轮胎纵向振动的固有频率及振型。

2.2.2 弹性基环形梁模型

第一个模拟充气轮胎的模型是弹性基环形梁模型,即由环形梁代表胎面,弹簧代表轮胎的弹性^[21]。1966年Böhm^[22]用此模型分析了子午线轮胎的静态变形、自由振动及产生驻波时的临界速度。文献14介绍了一个改进后的弹性基环形梁模型,梁受轮胎气压和旋转离心力的张力作用,模型还包含了梁(胎面)与轮辋之间的纵向刚度,由该模型得到的胎面径向振动固有频率计算公式如下:

$$\omega^2 = \left\{ \frac{4\Omega^2 s^2}{s^2 + 1} - \Omega^2 s^2 + \frac{EI}{\rho r^4} s^2 (s^2 - 1)^2 + \frac{S_0}{\rho r^2} s^4 \right. \\ \left. + \frac{1}{\rho} \left(C_r + \frac{2p_i b}{r} \right) s^2 + \frac{1}{\rho} C_i \right\} \frac{1}{s^2 + 1}$$

式中 ω ——胎面径向振动的固有频率;

Ω ——轮胎转速;

s ——轮胎周向波数(模数);

EI ——胎面抗弯刚度;

ρ ——胎面单位长度的质量;

r ——轮胎半径;

S_0 ——胎面张力;

C_r ——轮胎单位长度的径向刚度;

C_i ——轮胎单位长度的纵向刚度;

p_i ——轮胎气压;

b ——胎面接地宽度之半。

由上述公式可知,轮胎的转速对其固有频率有一定的影响,而且同一周向波数(模数)对应多个固有频率,只不过是较高次为较低次的4—8倍。该模型也可用于求解轮胎横向振动的固有频率。

文献9报道,在修正Böhm的振动方程后,也得到了接地轮胎和非接地轮胎的固有频率。

文献10介绍了用类似模型研究轮胎对振动的传递,由此获得了轮胎径向振动固有频率的计算公式,还发现反共振是振动传递到轮轴上的主要原因。

尽管弹性基环形梁模型在求解精度上不如有限元法高,但因为它简单,易于求解,目前还常常用于轮胎振动研究,并作为有限元法求解的参照物^[23]。

2.2.3 薄壳模型

1975年,Soedel^[24]将轮胎模拟成旋转等效薄壳,用三维动态格林方程研究了滚动轮胎的动态响应,探讨了在有阻尼和无阻尼两种情况下的驻波现象与固有频率及振型之间的关系,求得了比测量所能达到的更高周向波数(模数)的固有频率及振型。

2.2.4 有限元求解

1982年,Hunckler等^[25]用一个具有正交各向异性材料特性、几何双曲率及一次和二次非线性刚度的轴对称有限元模型,研究了具有几何非线性大变形对称壳结构的平衡状态,并以这个平衡状态为基础,进行小振幅的振动分析。用此模型计算的轮胎固有频率,与实测数据非常接近。

1984年,Kung等^[26]继续以上的工作,用一个有效的、具有叠层复合材料性质的双曲率旋转壳有限元程序,获得了子午线轮胎的固有频率及振型。有限元方程包括了几何非线性,因此,能够考虑轮胎由于充气的预应力状态,能够提供超过文献中记载的、传统的轮胎振型分析与分类,也能够研究轮胎横向与纵向运动之间的关系,这超出了实验所能

达到的目标。

1986 年, Kung 等^[23]作了进一步的研究, 用一个具有叠层复合材料特性、12 个自由度、几何非线性和双曲率旋转壳的有限元模型, 研究了没有悬架轮胎的固有频率及振型。假设车轮仅在其自己的平面内自由移动, 自由振动的分析结果表明, 仅在周向波数(模数)为 1 时, 径向振动受车轮移动自由度的影响。为了便于评价, 比较了该有限元模型和弹性基环形梁模型的分析结果, 两者的趋势吻合并互相补偿。弹性基环形梁模型简易, 适用于求出初步结果, 而有限元模型复杂, 但能给出更为详细和精确的自由振动和动态响应的分析结果。

2.2.5 斜交轮胎用的模型

轮胎的振动特性对汽车的行驶舒适性和噪声有重要的影响, 研究者用弹性基环形梁模型分析子午线轮胎的固有频率, 获得了较好的结果。但由于斜交轮胎的胎体是偏轴叠层复合材料壳体, 有较大的面内剪切刚度, 而弹性基环形梁模型不包含胎体剪切刚度, 因此不适合于斜交轮胎。为此, Hirano 等^[26]把斜交轮胎模拟成严格具有 3 个位移的偏轴叠层环状薄壳的复合结构, 计算了它的最低固有频率。

2.2.6 与车辆系统动态特性有关的轮胎模型

轮胎是车辆动态系统的一个关键部件, 因为通过它才可将路面与车辆联系起来。Richards 等^[27]给出了用详细的有限元法求解轮胎模型, 并把结果简化为一个小得多的模拟模型, 由此讨论了轮胎模型对轮胎-车辆系统特性的影响。讨论结果表明, 系统性能对轮胎和车辆模型之间的相互作用有很强的依赖关系。

Kao 等^[28]研究了一种新的模拟轮胎的模型。该模型将道路输入作为车辆系统模型中的一个量, 给出了该轮胎模型和传统弹簧模型性能之间的区别。

2.2.7 用非接地轮胎的固有频率计算接地轮胎的固有频率

在 Fiala 和 Willumeit^[12], Böhm^[22], Potts^[10]等进行的轮胎固有频率和振型的研究中, 包括将轮胎模拟为弹性基环形梁模型和有限元模型的理论求解方面, 都将轮胎约束处理为轮轴刚性地固定在基座上, 且不与地面接触。下一个重要问题是如何获得与地面接触轮胎的固有频率和振型。

那么, 为什么对接地轮胎的振动研究较少呢? 这主要有两个原因: 第一, 许多轮胎响应问题确实可以通过非接地模型得到解决^[24]; 第二, 当轮胎与地面接触时, 破坏了其结构上的对称性, 环状模型不能再简单的谐波方程来表示, 于是导致了数学上的复杂性, 此外在有限元法中, 结构轴对称的丧失意味着计算时间和计算机内存的大量增加。

Soedel 和 Prasad^[29]根据对敏感性的研究, 给出了由非接地轮胎的固有频率计算接地轮胎固有频率的方法。研究表明, 文献 10 中所谓的反共振频率即为接地轮胎的固有频率。

2.3 胎侧振动固有频率的计算

胎侧振动的固有频率和振型由 Potts^[4]用全息照像测得。1988 年, Yamazaki 和 Akasaka^[30]用弹性基环形梁模型分析了子午线轮胎的扭转刚度, 得到了当胎面固定时, 由胎侧的 3 个弹簧常数表示的胎侧-轮辋系统基本固有频率的计算公式。

2.4 轴和道路约束条件对轮胎振动模型的影响

正如梁的振动模型依赖于其端部的约束条件一样, 轮胎的振动模型也依赖于其轴和道路的约束条件。在各类轮胎动态试验中^[10, 28, 31, 32], 尽管这些试验结果出自同一规格、负荷和充气压力的轮胎, 但各类试验测得的固有频率差别很大, 这关键是轴和道路约束条件的影响。Richards 等^[33]对各种可能的约束组合进行了有限元分析和模拟试验, 两者的结果很吻合。

2.5 轮胎的空腔共振

在由轮胎的道路振动试验和台架振动试验得到的频响曲线中,在 230—300Hz 处有一明显峰值。它是由于内胎中的空气柱共振产生的,共振频率不随轮胎结构和充气压力的改变而变化。该共振频率可由下式计算:

$$f_i = i \frac{c}{l}$$

式中 f_i ——空腔共振的第 i 次频率;

i ——空腔共振的次数;

c ——声速;

l ——轮胎断面中心周长。

文献 11 指出,由于不同气体的声速不同,通过变换内胎中所充气体的种类可改变空腔共振频率。在内胎中填充海绵,可消除此共振峰值,由空腔共振产生的噪声仅在第一阶(次)有明显的影响^[34]。

3 轮胎的冲击振动及包络特性

当轮胎受到路面障碍物冲击时,其径向力、纵向力、滚动半径、角速度和动量都将发生变化。文献 14 介绍了由径向力发生的突变,导出路面障碍物临界高度为:

$$\frac{h}{a} < \frac{4}{\pi} \cdot \frac{\lambda}{\sigma}$$

式中 h ——障碍物临界高度;

a ——轮胎接地长度之一半;

π ——圆周率;

λ ——障碍物的无量纲参数;

σ ——障碍物的截面系数。

酒井秀男^[9]和 Takayama^[34]分别用实测法和 5 个自由度的质量-弹簧模型,分析了轮胎撞击楔块时所产生的纵向力和径向力以及该两个力随车轮速度的变化趋势。

文献 2 指出,由路面障碍物激发的轮胎的振型,与模拟试验中锤击引起的轮胎激振十分相似。过去人们一直把轮胎的功能假想为一个简单的弹簧,只有在胎面发生最大变形时,轮轴处才会出现最大冲击波的峰值,按照这个假想,轮轴的最大加速度应在初次撞

击后 8ms 出现,大约是摆锤接触胎面时间的一半。然而据文献 1 报道,在用全息照像法研究摆锤撞击轮胎后表明,轮轴上主冲击波的出现与冲击波通过轮轴同时发生,或者是在摆锤接触胎面 1—2ms 内出现。

1977 年,Barons^[35]进行了轮胎对不同高度楔块冲击响应的试验。他的试验结果表明,纵向力和径向力随楔块高度发生非线性变化。上述现象的发现,向传统的轮胎线性模型提出了挑战。

4 改善轮胎行驶舒适性的措施

4.1 从振动的传递特性及振源方面改善轮胎行驶舒适性

(1)子午线轮胎和斜交轮胎在不同的频率段有不同的振动传递特性,可根据车辆速度合理选择不同结构的轮胎。一般说来,子午线轮胎在高速时有较好的行驶舒适性^[1,5,13,15]。

(2)提高轮胎的均匀性和平衡性,可减少轮胎内部的激振源,从而减少轮胎自身引起的振动^[2,3,6,8]。为了提高轮胎的均匀性和平衡性,一方面在生产过程中严格控制工艺;另一方面是进行后处理,即对不均匀的轮胎进行打磨或给不平衡的轮胎加平衡重块或液体平衡器^[7,31,36]。

(3)减少子午线轮胎带束层的层数,可降低轮胎的振动传递率^[1]。

(4)通过改变胎面的花纹设计,也可改善轮胎的行驶舒适性^[2]。

(5)另一个显而易见的措施就是适当地降低轮胎的气压,以降低轮胎的振动传递率。

4.2 通过调整固有频率改善轮胎的行驶舒适性

(1)将子午线轮胎胎体帘线的胎冠角度改为 20°,可明显提高轮胎的固有频率^[1]。

(2)增大子午线轮胎胎体帘线的模量或密度,可提高轮胎的固有频率;加大带束层帘线的角度或密度,则使轮胎固有频率降低^[37]。

(3)增加轮胎的气压,它的固有频率也随
之提高^[2,4,11,13,19,37]。

(4)增大轮辋宽度,可提高轮胎固有频
率^[4,36]。

(5)胎面厚度减小,轮胎固有频率提
高^[4]。所以轮胎在使用中,随着胎面磨薄,轮
胎固有频率逐渐升高^[19]。

(6)高性能轮胎的固有频率要比全天候
轮胎高^[2]。

(7)轮胎规格增大,其固有频率降
低^[2,11]。

(8)加大轮胎接地面,可提高轮胎固有频
率。

(9)随着轮胎滚动速度增高,其固有频率
下降^[2]。

(10)变换内胎中的气体种类,可改变轮
胎的空腔共振频率^[11]。用填充海绵代替充
气,可消除空腔共振^[34]。

5 结语

轮胎的振动特性对车辆的操纵稳定性、
行驶舒适性和车内噪声的影响至关重要,但
目前我国在这方面的研究还很少,本文旨在
能为轮胎特性研究提供一些有益的帮助。

子午线轮胎和斜交轮胎有不同的振动特
性及固有频率。当原装配斜交轮胎的车辆换
装子午线轮胎时,必须对车辆悬架部分进行
重新设计与调整,以做到车辆与轮胎的匹配,
否则将会导致车辆性能的下降。目前,我国很
多车辆正在或即将换装子午线轮胎,对此应
引起车辆设计者的足够重视。

参考文献

- 1 Potts G R, Csora T T. Tire vibration studies; the state of the art. *Tire Science and Technology*, 1975; 3(3): 196—210
- 2 Scavuzzo R W, Richards T R, Charek L T. Tire vibration modes and effects on vehicle ride quality. *Tire Science and Technology*, 1993; 21(1): 23—29
- 3 Marshall K D, Wik T R, Miller R F *et al.* Tire roughness—which tire nonuniformities are responsible. *Society of Automotive Engineers-Paper*, 1974; 740066: 1—8
- 4 Potts G R. Application of holography to the study of tire vibration. *Tire Science and Technology*, 1973; 1(3): 255—266
- 5 Chiesa A. Vibrational performance differences between tires with cross-biased plies and radial plies. *Society of Automotive Engineers-Paper*, 1965; 990B: 1—12
- 6 Goraj Z J. Selfexcited vibration of the tire. *Vehicle System Dynamics*, 1982; 11: 345—362
- 7 Neill A H Jr and Kondo A. Correcting vehicle shake. *Tire Science and Technology*, 1974; 2(3): 179—194
- 8 Bajer J. The control of tire non-uniformity and a passenger car manufacturer's point of view. *Society of Automotive Engineers-Paper*, 1963; 667B: 1—15
- 9 酒井秀男. タイヤ工学, 东京: 株式会社グランプリ出版, 1987; 310—334
- 10 Potts G R, Bell C A, Charek L T *et al.* Tire vibrations. *Tire Science and Technology*, 1977; 5(4): 202—225
- 11 Chiesa A, Oberto L, Tamburini L. Transmission of tyre vibrations. *Automobile Engineer*, 1964; (12): 520—530
- 12 Fiala E, Willumeit H P. Radiale Schwingungen von Gürtel-Radialreifen. *Automobiltechnische Zeitschrift*, 1966; 68(2): 33—38
- 13 Barson C W, Gough V E, Hutchinson J C *et al.* Tire and vehicle vibration. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 1964—1965; 179(Pt 2A): 213—234
- 14 Pacejka H B. Tire in-plane dynamics. In: Clark S K ed. *Mechanics of Pneumatic Tires*, Washington, D C: National Bureau of Standards, 1971; 726—784
- 15 Covington J P. Designing suspension system for radial ply tires. *Automotive Engineering*, 1973; 81(2): 21—26
- 16 Kung L E, Soedel W, Yang T Y. On the dynamic response at the wheel axle of a pneumatic tire. *Journal of Sound and Vibration*, 1986; 107(2): 195—213
- 17 Chang Y B, Yang T Y, Soedel W. Dynamic analysis of a radial tire by finite elements and model expansion. *Journal of Sound and Vibration*, 1984; 96(1): 1—11
- 18 Kung L E, Soedel W, Yang T Y. On the vibration transmission of a rolling tire on a suspension system due to periodic tread excitation. *Journal of Sound and Vibration*, 1987; 115(1): 37—63
- 19 Reiter W F Jr. Resonant sound and vibration characteristics of a truck tire. *Tire Science and Technology*, 1974; 2(2): 130—141

- 20 Kung L E, Soedel W, Yang T Y *et al.* Natural frequencies and mode shapes of an automotive tire with interpretation and classification using 3-D computer graphics. *Journal of Sound and Vibration*, 1985; 102(3): 329—346
- 21 贺海留, 钟延坝, 陈惠英. 轮胎高速性能研究概况. *轮胎工业*, 1992; (6): 3—10
- 22 Böhm F. *Mechanik des Gürtelreifens*. Ing. Archiv, 1966; 35: 82—101
- 23 Kung L E, Soedel W, Yang T Y. Free vibration of a pneumatic tire-wheel unit using a ring on an elastic foundation and a finite element model. *Journal of Sound and Vibration*, 1986; 107(2): 181—194
- 24 Soedel W. On the dynamic response of rolling tires according to thin shell approximations. *Journal of Sound and Vibration*, 1975; 41(2): 233—246
- 25 Hunckler C J, Yang T Y, Soedel W. A geometrically nonlinear shell finite element for tire vibration analysis. *Computers and Structure*, 1983; 17(2): 217—225
- 26 Hirano M, Akasaka T. Natural frequencies of the bias tire. *Tire Science and Technology*, 1976; 4(2): 86—114
- 27 Richards T R, Brown J E, Hohman R L *et al.* Modal analysis of tires relevant to vehicle system dynamics. Third International Modal Analysis Conference. Orlando, FL, 1985; 857—863
- 28 Kao B G, Kuo E Y, Adelbery M L *et al.* A new tire model for vehicle NVH analysis. *Society of Automotive Engineers-Paper*, 1987; 870424; 2: 228—2: 235
- 29 Soedel W, Prasad M G. Calculation of natural frequencies and modes of tires in road contact by utilizing eigenvalues of the axisymmetric non-contacting tire. *Journal of Sound and Vibration*, 1980; 70(4): 573—584
- 30 Yamazaki S, Akasaka T. Twisting stiffness and lateral vibration of a radial tire sidewall. *Tire Science and Technology*, 1988; 16(4): 223—248
- 31 Walker J C, Reeves N H. Uniformity of tire at vehicle operating speeds. *Tire Science and Technology*, 1974; 2(3): 163—178
- 32 Sakata T, Morimura H, Ide H. Effects of tire cavity resonance on vehicle road noise. *Tire Science and Technology*, 1990; 18(2): 68—79
- 33 Richards T R, Charek L T, Scavuzzo R W. The effects of spindle and patch boundary conditions on tire vibration modes. *Society of Automotive Engineers-Paper*, 1986; 860243; 2: 19—2: 30
- 34 Takayama M, Yamagishi K. Simulation model of tire vibration. *Tire Science and Technology*, 1984; 11(1): 38—49
- 35 Barone M R. Impact vibrations of rolling tires. *Society of Automotive Engineers-Paper*, 1977; 770612; 2: 282—2: 289
- 36 Sanders G J. An investigation of the control of tire thump by tire shape. *Society of Automotive Engineers-Transactions*, 1958; 25A: 44—50
- 37 Kung L E. Radial vibrations of pneumatic radial tires. *Society of Automotive Engineers-Paper*, 1990; 900759; 1—5