

轮胎振动特性的有限元分析及关键影响因素研究

冯希金^{1,2}, 郑小刚¹, 危银涛¹, 李红卫²

(1. 清华大学 汽车工程系, 北京 100084; 2. 特拓(青岛)轮胎技术有限公司, 山东 青岛 266061)

摘要:基于 Abaqus 非线性有限元软件, 建立三维轮胎的振动模态分析方法, 求出轮胎径向、横向、周向各阶振型, 并进行实际轮胎的振动模态试验, 试验结果与仿真计算结果吻合良好。在此基础上, 进一步研究了充气压力、带束层参数及帘线和橡胶模量对轮胎振动固有频率的影响, 揭示了轮胎振动特性与轮胎使用条件以及材料特性之间的相互关系, 为解决轮胎配套过程中遇到的噪声、振动和舒适性问题提供了方向。

关键词:轮胎; 振动模态; 固有频率; 有限元分析

中图分类号: TQ336.1⁺1; O241.82 **文献标志码:** B **文章编号:** 1006-8171(2013)01-0012-09

轮胎是汽车与地面接触的唯一部件, 汽车的多种性能, 例如操纵稳定性、乘坐舒适性、噪声等都与轮胎有很大的关系。轮胎的周向一阶扭转振型影响车辆滑移率的计算, 进而影响到制动防抱死(ABS)系统控制; 径向一阶振型直接影响轮胎行驶平顺性, 二阶以上的高次振型影响轮胎接地面以及接触噪声; 侧向一阶振型则影响车辆的转向性能; 轮胎模态的低频段影响其舒适性, 而高频段主要影响轮胎噪声。轮胎的刚度和振动特性是汽车悬架设计的重要因素, 在配套轮胎的开发中, 轮胎制造企业经常需要按照汽车厂提出的噪声、振动和舒适性(NVH)特性要求优化轮胎设计。

轮胎在高速旋转过程中的振动激励大体上来自两方面, 一是路面不平带来的激励, 另一个就是轮胎质量或刚度不均匀带来的激励, 轮胎在这两种激励的作用下会发生复杂的振动, 轮胎的振动会引起周围空气的振动, 从而产生噪声。据统计, 高速运动中的轮胎噪声已经成为汽车噪声的主要来源。

研究轮胎在各种复杂激励下的振动和噪声响应特性, 首先要研究轮胎的固有频率和模态特性, 常用的研究方法有试验方法、解析方法和有限元分析方法。管迪华等^[1-3]曾采用 LMS 公司的 Test. Lab 试验设备就轮胎各种频带下的振动特

性进行了试验测量和分析, 并在此基础上建立了轮胎的振动模型。B. S. Kim 等^[4]采用试验方法对各种不同规格轮胎进行了不同条件下的固有频率和模态振型研究, 结果表明随着充气压力的提高和施加负荷的增大, 轮胎固有频率随之提高; 对于轿车轮胎来说, 轮胎结构材料分布对固有频率和模态影响较大, 尤其是胎面橡胶的影响更大。P. Kindt 等^[5]采用基于弹性基座的弹性环模型推导出了轮胎固有频率和模态的计算公式, 弹性基座代表胎侧, 弹性环代表轮胎带束层, 该模型不仅可以表征面内模态, 而且还可以表现扭转模态。

本研究基于 Abaqus 非线性有限元分析软件建立三维轮胎的振动模态分析方法, 求出轮胎径向、横向、周向各阶振型, 并进行了实际轮胎的振动模态试验。在此基础上, 采用有限元分析方法进一步对影响轮胎振动特性的各种因素(充气压力、带束层角度等)进行分析, 揭示了轮胎振动特性与轮胎使用条件以及材料特性之间的相互关系, 为解决轮胎配套过程中遇到的振动和舒适性问题提供了方向。

1 轮胎动态非线性有限元理论与数值方法

1.1 一般动力学系统的有限元求解方程

根据动力学系统的基本理论, 求解动力学响应的基本方程为

$$M\ddot{a}(t) + C\dot{a}(t) + Ka(t) = Q(t) \quad (1)$$

式中, $\ddot{a}(t)$, $\dot{a}(t)$ 和 $a(t)$ 分别为系统节点的加速度

作者简介:冯希金(1970—), 男, 山东新泰人, 清华大学在读博士研究生, 特拓(青岛)轮胎技术有限公司高级工程师, 主要从事轮胎的力学和噪声性能研究。

向量、速度向量和位移向量,其中 t 为时间; $\mathbf{M}$, $\mathbf{C}$, $\mathbf{K}$ 和 $\mathbf{Q}(t)$ 分别为系统的质量矩阵、阻尼矩阵、刚度矩阵和节点载荷向量,并分别由各自的单元矩阵和向量集成,即

$$\begin{cases} \mathbf{M} = \sum_e \mathbf{M}^e = \sum_e \int_{V_e} \rho \mathbf{N}^T \mathbf{N} dV \\ \mathbf{C} = \sum_e \mathbf{C}^e = \sum_e \int_{V_e} \mu \mathbf{N}^T \mathbf{N} dV \\ \mathbf{K} = \sum_e \mathbf{K}^e = \sum_e \int_{V_e} \mathbf{B}^T \mathbf{D} \mathbf{B} dV \\ \mathbf{Q} = \sum_e \mathbf{Q}^e = \sum_e \left(\int_{V_e} \mathbf{N}^T \mathbf{f} dV + \int_{s_\sigma} \mathbf{N}^T \mathbf{T} ds \right) \end{cases} \quad (2)$$

式中, $\mathbf{M}^e$, $\mathbf{C}^e$, $\mathbf{K}^e$ 和 $\mathbf{Q}^e$ 分别为单元的质量矩阵、阻尼矩阵、刚度矩阵和载荷向量, ρ 为密度, $\mathbf{N}$ 为形状函数矩阵, V 为体积, μ 为摩擦系数, $\mathbf{B}$ 为应变矩阵, $\mathbf{D}$ 为弹性系数矩阵, $\mathbf{f}$ 为外力向量矩阵, $\mathbf{T}$ 为弹性体边界上的内力矩阵, s 为面积, σ 为应力。

如果忽略阻尼的影响,则运动方程简化为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{a}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{a}(t) = \mathbf{Q}(t) \quad (3)$$

如果式(3)的右端项为零,则可进一步简化为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{a}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{a}(t) = 0 \quad (4)$$

式(4)就是系统的自由振动方程,又称为动态特性方程,据此可以求解出系统的固有频率和模态。

1.2 固有频率和模态的求解方法

求解系统的固有频率和模态问题实际就是求解式(4)的广义特征值问题。在一般的有限元分析中,系统的自由度很多,直接求解式(4)的计算量很大,而在研究系统的响应时,往往只需要了解少数较低的特征值以及对应的特征向量,因此在有限元分析中,人们开发了一些既能够满足精度要求又可以提高计算效率的求解方法,最广泛的有 4 种方法:矩阵反迭代法、子空间迭代法、Ritz 向量直接叠加法和 Lanczos 向量直接叠加法。矩阵反迭代法算法简单,比较适合求解数目较少的特征值的情况,子空间迭代法是将反迭代法推广应用于同时利用若干个向量进行迭代的情况,即用于求解更多特征值的情况。而 Ritz 向量直接叠加法和 Lanczos 向量直接叠加法的共同特点是直接生成一组 Ritz 向量或者 Lanczos 向量,对运

动方程进行缩减,然后通过求解缩减的运动方程的特征值问题,进而得到原系统的特征解,从而避免了反迭代法和子空间迭代法的迭代步骤,具有更高的计算效率。本研究采用的是 Lanczos 向量直接叠加法。

1.3 轮胎动力学建模关键问题的处理

1.3.1 单元类型的选择

本研究二维轴对称模型的橡胶单元类型采用 CGAX4H 和 CGAX3H,分别用来描述四边形单元和三角形单元,CGAX4H 是四节点、双线性、完全积分常压力杂交实体单元,CGAX3H 是三节点、双线性、完全积分常压力杂交实体单元。经过空间旋转形成三维模型后其单元类型变为 C3D8H 和 C3D6H,分别用来描述八节点六面体单元和六节点五面体单元。

轮胎中的骨架材料,如带束层帘线、冠带层帘线、胎体帘线、钢丝圈等采用 rebar 单元来模拟,其二维单元类型为 SFMGAX1,其在二维状态下是双节点线单元,在 Abaqus 软件中利用关键词 * Embedded Element 将 rebar 单元嵌入到基体单元中来模拟帘线/橡胶复合材料的性能,经过空间旋转后形成四节点面单元,单元类型为 SFM3D4R。

1.3.2 材料模型和材料参数的确定

(1)橡胶材料。橡胶是超弹性材料,其材料本构模型比较多,最常用的有 Mooney-Rivlin 模型、Yeoh 模型、Neo-Hookean 模型等。Mooney-Rivlin 模型描述 100% 应变范围内的拉伸行为比较好,但是对压缩行为描述不够,计算稳定性也有限制;Yeoh 模型描述的变形范围较宽,适合于模拟大变形的情况,但是不能很好地解释等双轴拉伸试验;Neo-Hookean 模型具有常剪切特性,一般只适用于 40% 以下单轴拉伸变形的情况和 90% 以下剪切变形情况。Neo-Hookean 模型的优点是只有一个材料常数,并且具有无条件稳定性,一种变形方式下的应力/应变曲线拟合的材料常数能用来预测其他变形方式的应力/应变曲线。根据本研究的特点,选用 Neo-Hookean 模型,采用单轴拉伸试验数据进行曲线拟合得到材料参数。

另外,橡胶材料还有粘弹性的特点,也就是

其材料特性与时间或者应变频率有关。一般采用 Prony 级数模型来表达橡胶的粘弹性,其表达式为

$$\begin{cases} g_R(t) = 1 - \sum_{i=1}^N \bar{g}_i^P (1 - e^{-t/\tau_i}) \\ k_R(t) = 1 - \sum_{i=1}^N \bar{k}_i^P (1 - e^{-t/\tau_i}) \end{cases} \quad (5)$$

式中, $g_R(t)$ 和 $k_R(t)$ 分别为剪切松弛模量和体积松弛模量, $\bar{g}_i^P$ 和 $\bar{k}_i^P$ 分别为第 i 阶级数的剪切松弛模量因子和体积松弛模量因子, τ_i 为松弛时间。

采用 RPA2000 型橡胶加工分析仪进行应力松弛试验,对试验数据利用 Prony 级数进行处理,可以通过曲线拟合得到 $\bar{g}_i^P$, $\bar{k}_i^P$ 和 τ_i ,一般取前 3 级的级数系数。在 Abaqus 软件中采用 * Hyperelastic, NEO HOOKE 关键词来定义超弹性参数,采用 * VISCOELASTIC, FREQUENCY = PRONY 定义粘弹性参数。

(2) 钢丝帘线等骨架材料的材料定义以及 rebar 参数定义。钢丝帘线和聚酯帘线等骨架材料的材料特性用各向异性材料来模拟,通过材料的拉伸试验得到模量和泊松比。带束层、胎体层、冠带层等复合材料采用代表骨架材料的 rebar 单元嵌入到橡胶单元中来模拟。

在 Abaqus 软件中 rebar 单元的定义方法有 3 种:一是常参数法(constant);二是角度间距法(angular);三是抬举平衡法(lift-equation)。常参数法和角度间距法需要输入的参数为单根帘线截面积、帘线间距和方向角,抬举平衡法则需输入单根帘线截面积、帘线间距、方向角、帘线伸长率和变形前帘布筒半径 5 个参数。

帘线间距即两根帘线之间的距离,可以由帘线的压延密度求得。方向角指的是帘线与轮胎横向的夹角,因此胎体帘线的方向角为 0° ,钢丝圈和冠带层的方向角均为 90° ,带束层的方向角为 90° 减裁断角度。常参数法只能输入一个确定的帘线间距和方向角,没有考虑到胎体在成型鼓上的帘线间距和方向角与硫化后轮胎中的胎体帘线的间距和方向角的差别,也没有考虑到在带束层贴合鼓上的带束层帘线间距和方向角与硫化后轮胎的带束层帘线间距和方向角之间的区别。而实际上,胎体的帘线间距从成型鼓到真实的轮胎发

生了很大的变化,并且在不同的部位变化值不一样,对于带束层来说同样如此。骨架材料的间距和角度在加工过程中的变化如图 1 所示。

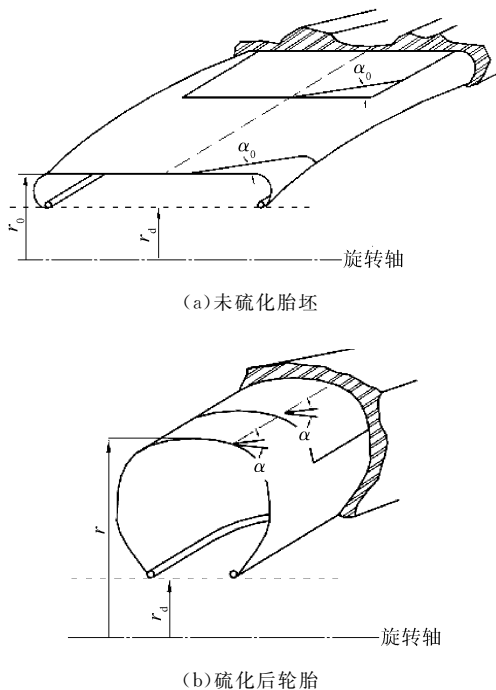


图 1 骨架材料的间距和角度在加工过程中的变化

$$\begin{cases} \sin \alpha = \frac{r \sin \alpha_0}{r_0 (1 + e)} \\ s' = \frac{s'_0 r \cos \alpha}{r_0 \cos \alpha_0} \end{cases} \quad (6)$$

式中, α_0 和 α 分别为贴合鼓上的贴合角度和硫化后的角度, r_0 和 r 分别为贴合鼓上的半径和硫化后的半径, s'_0 和 s' 分别为贴合鼓上的帘线间距和硫化后的帘线间距, e 为帘线伸长率。

本研究对胎体层采用角度间距法进行模拟,对带束层和冠带层采用托举公式法进行模拟。

2 轮胎模态振型的分类与计算结果

2.1 225/50R16 轮胎有限元模型

采用上述建模方法建立了 225/50R16 轮胎的动力学有限元模型。轮胎二维有限元模型如图 2 所示,共有 1 936 个节点、1 651 个单元;将二维模型进行周向旋转形成三维有限元模型,如图 3 所示。

采用标准轮辋,充气压力为 260 kPa,轮胎负荷为零。

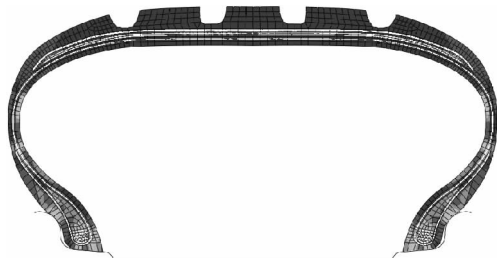


图 2 轮胎二维有限元模型



图 3 轮胎三维有限元模型

2.2 振动模式和固有频率

轮胎的振动行为是很复杂的,从其宏观的振动形态来看,大体可以分成径向振动模式、横向振动模式和周向振动模式。

径向振动模式、横向振动模式和周向振动模式分别反映了轮胎在不同振动频率下的径向变形、横向变形和周向变形。

2.2.1 径向

径向振动模式是轮胎振动的主要形式之一,其与车辆的乘坐舒适性有很大关系。径向各阶振动模式的仿真结果如图 4 所示,各阶对应的固有频率的仿真与试验结果对比如表 1 所示。

2.2.2 横向

横向振动模式与轮胎的摆振有关。横向各阶振动模式的仿真结果如图 5 所示。

各阶对应的固有频率的仿真与试验结果对比如表 2 所示。

2.2.3 周向

周向振动模式影响轮胎的周向滑移。本次仿真只得到了轮胎的周向 1 阶振动模式。周向 1 阶

振动模式的仿真与试验结果对比如图 6 所示。

周向 1 阶模式的固有频率为 80.484 Hz,而试验所测值为 76.3 Hz,两者误差为 5.483%。

3 轮胎振动模式试验结果

为了验证有限元分析结果,进行了轮胎振动模式的测量试验。轮胎振动模式试验装置如图 7 所示。

试验采用单点激振、单点测振的方式。激振点只有 1 个,但是在轮胎中心圆周上均匀设置 36 个测振位置,试验过程中通过移动加速度传感器的方法来实现对这 36 个位置振动信号的测量。由于采用了三维加速度传感器,因此可以一次提取 3 个方向的加速度信号,用这 3 个信号来分别处理得到径向模式、横向模式和周向模式。

振动模式试验设备一般自带信号处理软件,可以直接得到各阶固有频率,但需要人工参与,通过几个操作步骤才能得到振动模式。

3.1 径向

径向各阶振动模式的试验结果如图 8 所示,各阶对应的固有频率见表 1。从图形看,仿真计算结果与试验结果非常吻合;从固有频率的数值看,径向仿真与试验的误差在各阶频率上略有不同,但大多不超过 3%,可以说有比较好的仿真精度。

3.2 横向

横向各阶振动模式的试验结果如图 9 所示,各阶对应的固有频率见表 2。

从表 2 可以看出,除了第 3 阶横向振动固有频率试验与仿真相差较大外,其他各阶固有频率试验与仿真结果都很接近。导致第 3 阶横向模式的固有频率有较大差别的原因既有仿真的因素,也有试验的因素,但从实际情况看,试验的因素更大。试验过程中激振器的激励力设置过小或传感器安装固定不牢,都会导致信号检测精度不够。

轮胎周向振动模式阶次较少,已在第 2.2.3 中有所提及,这里不再赘述。

4 材料特性对轮胎模式和固有频率的影响

轮胎的振动模式特性主要影响乘坐舒适性和轮胎噪声,固有频率和模式取决于轮胎各部位的

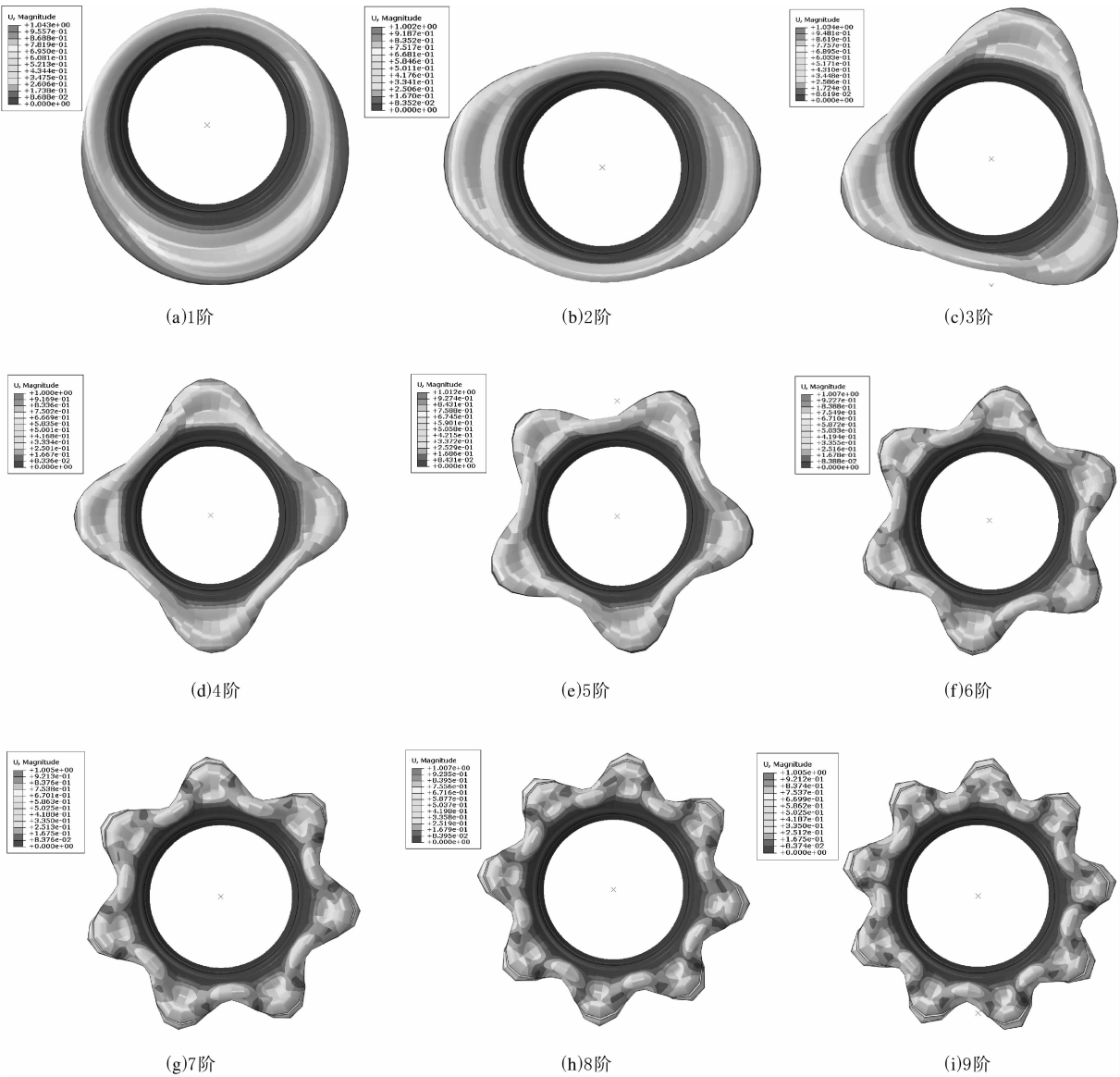


图 4 径向各阶振动模式的仿真结果

表 1 径向各阶对应的固有频率的仿真与试验结果对比

项 目	阶 次								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
固有频率/Hz									
仿真值	89.27	108.50	134.05	163.18	193.86	224.97	256.66	289.76	324.61
试验值	88.3	114.0	135.0	161.0	190.0	221.0	257.0	295.0	331.0
误差/%	1.10	-4.82	-0.70	1.35	2.03	1.80	-0.13	-1.78	-1.93

刚度和质量特性,通过调整轮胎材料分布和材料特性可以影响整体的刚度和质量,从而影响振动特性。这是改善轮胎乘坐舒适性的方向。

充气压力 and 材料参数变化对径向和横向振动

固有频率的影响如表 3 和 4 所示。其中条件(1)是原始状态,其他各条件都是在前一个条件的基础上调整了某个参数得到的。

从(1)和(2)两种条件对比看,当带束层与周

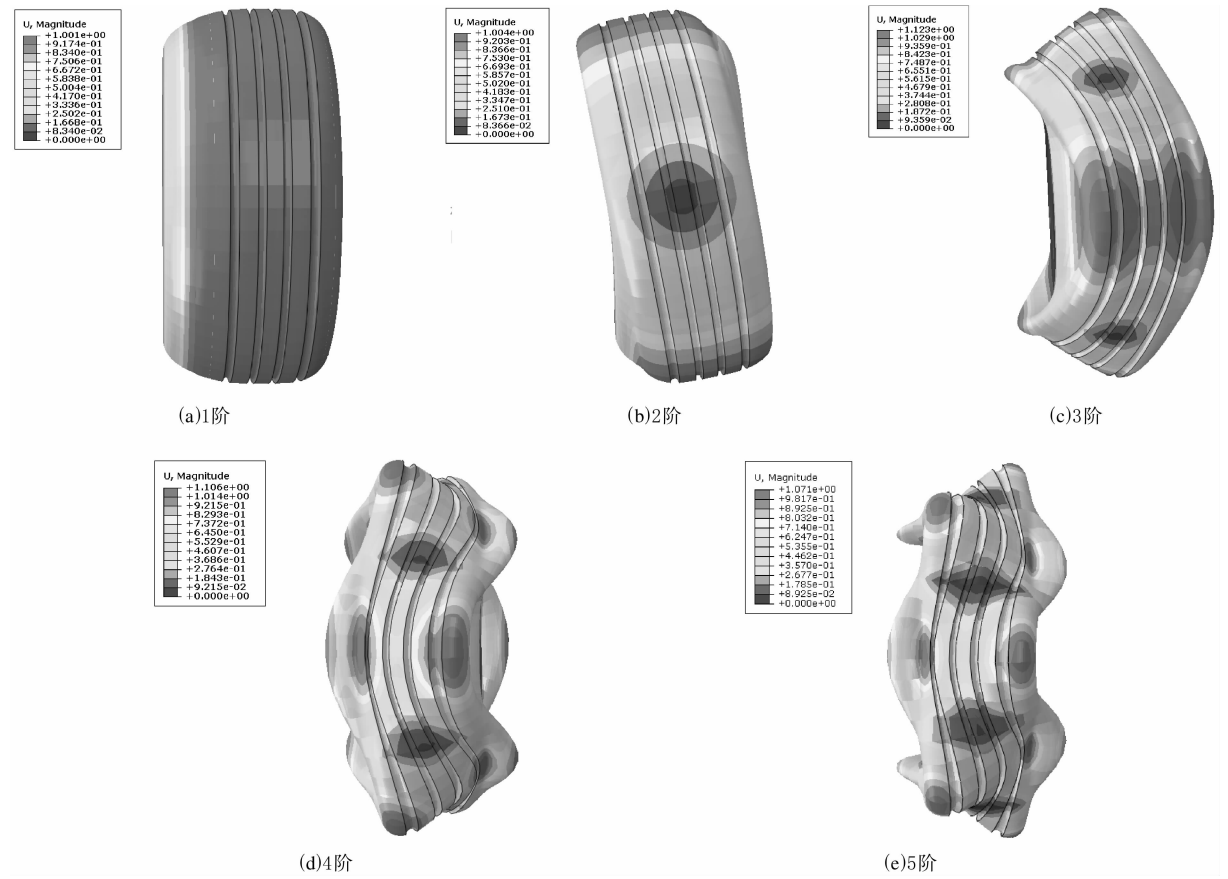


图 5 横向各阶振动模式的仿真结果

表 2 横向各阶对应的固有频率的仿真与试验结果对比

项 目	阶 次				
	1	2	3	4	5
固有频率/Hz					
仿真值	45.247	62.046	114.390	165.150	200.310
试验值	47.5	60.3	90.3	164.0	212.0
误差/%	-4.74	2.90	26.68	0.70	-5.51

向的夹角由 22° 增大到 27° 时, 径向和周向的固有频率均变化比较小; 从(2)和(3)两种条件对比看, 带束层钢丝帘线模量由 90 GPa 增大到 110 GPa 给固有频率带来的变化也比较小; 从(3)和(4)两种条件对比看, 充气压力从 260 kPa 增大到 280 kPa 使轮胎的整体刚度提高, 各阶的固有频率都比低充气压力时大, 并且随着阶次的提高, 对频率

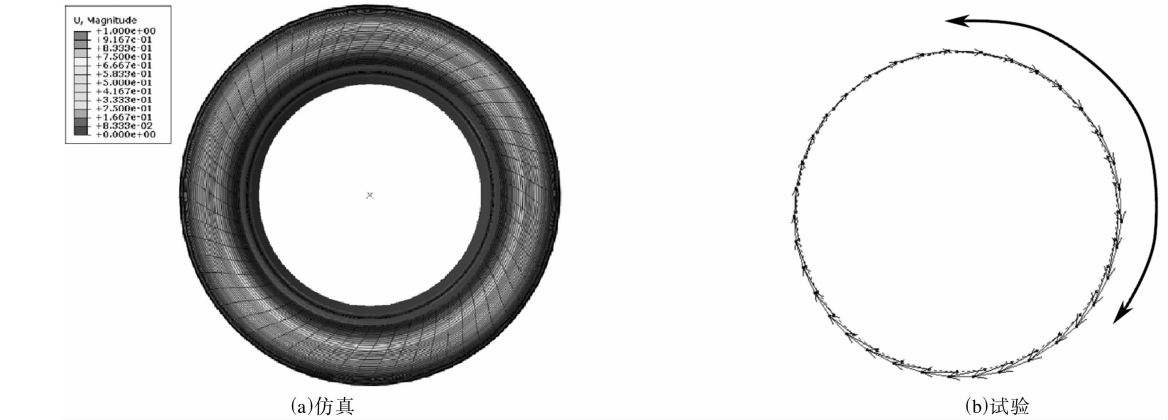


图 6 周向 1 阶振动模式的仿真与试验结果对比



图 7 轮胎振动模态试验装置

的影响越来越大;从(4)和(5)两种条件对比看,如果增大胎面胶的模量,则会明显提高各阶固有频率,并且随着阶次提高,影响越来越明显;从(5)和(6)两种条件对比看,当单独增大胎体钢丝帘线的模量时,也会使各阶固有频率提高,并且阶次越高,影响越大。

由此可见,胎面胶的模量对轮胎的固有频率影响比较大,增大模量会使其刚性明显提高,固有频率随之提高。

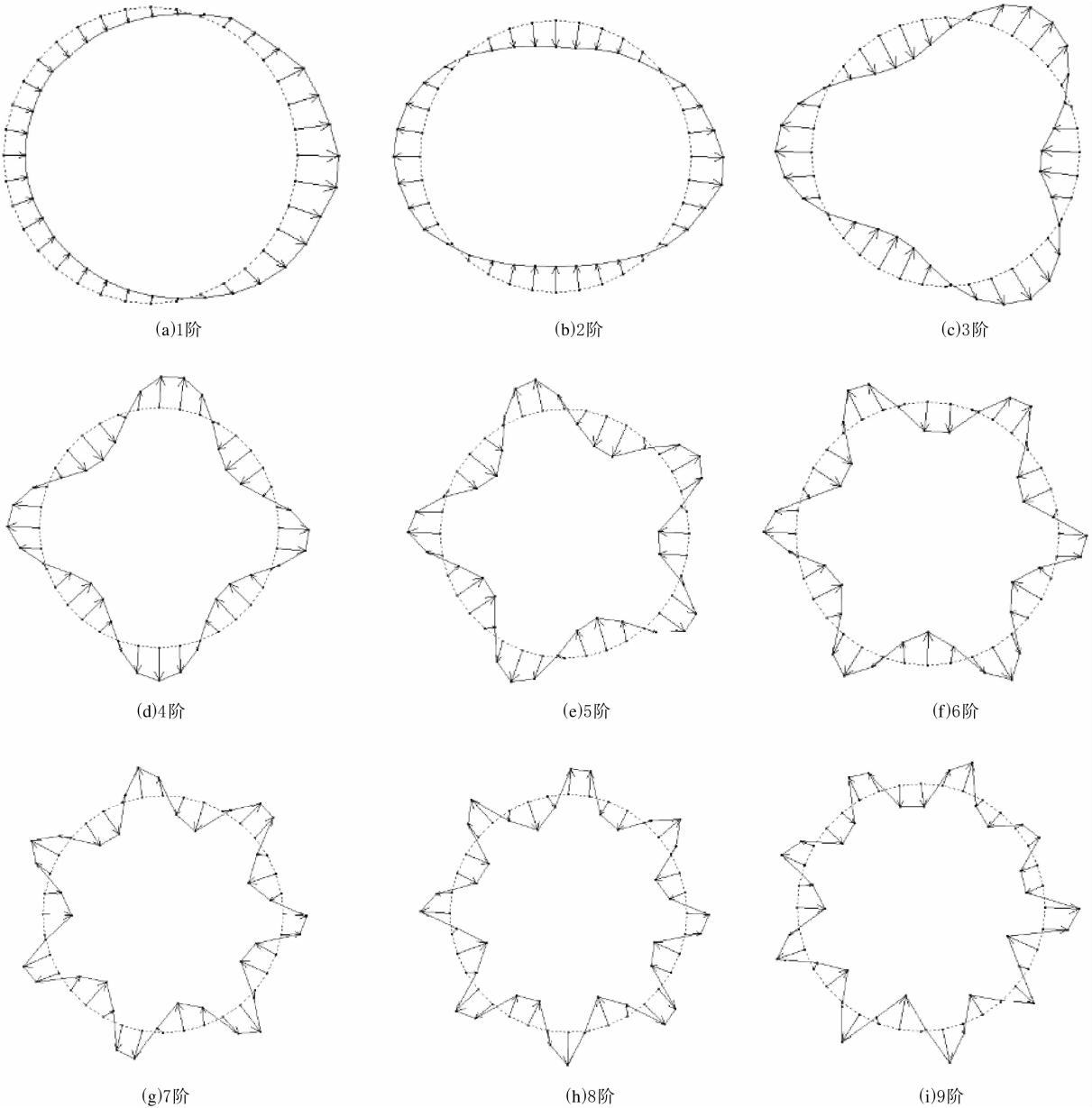


图 8 径向各阶振动模态的试验结果

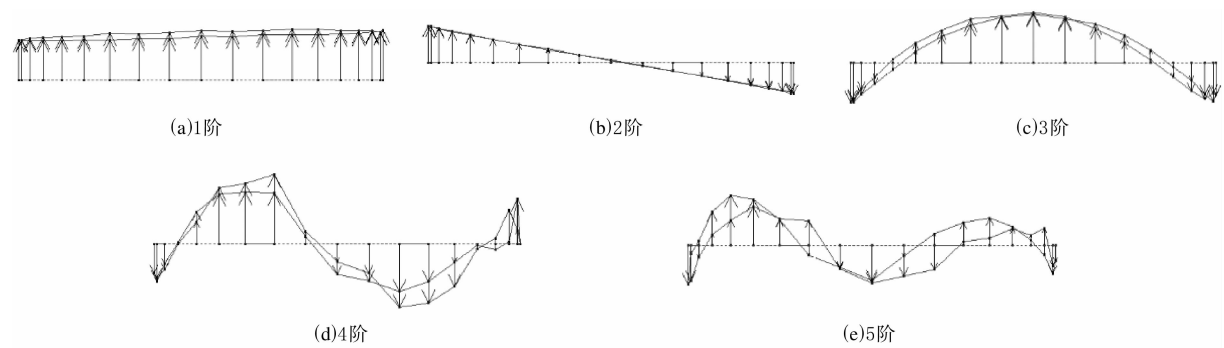


图 9 横向各阶振动模式的试验结果

表 3 充气压力 and 材料参数变化对径向振动固有频率的影响 Hz

充气压力和材料参数条件	阶 次								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
(1)	89.27	108.5	134.05	163.18	193.86	224.97	256.66	289.76	324.61
(2)	88.61	107.48	133.05	162.44	193.51	224.86	256.28	288.70	322.91
(3)	88.70	107.64	133.29	162.77	193.91	225.23	256.55	288.87	323.10
(4)	89.68	109.55	136.13	166.49	198.46	230.66	262.92	296.19	331.19
(5)	106.21	124.15	151.42	183.93	218.75	254.63	292.57	334.18	379.82
(6)	107.26	125.51	152.93	186.11	222.50	260.35	299.46	341.00	385.90

注:条件(1)为充气压力 260 kPa,带束层钢丝帘线模量 90 GPa,角度 22°;条件(2)为充气压力 260 kPa,带束层钢丝帘线模量 90 GPa,角度 27°;条件(3)为充气压力 260 kPa,带束层钢丝帘线模量 110 GPa,角度 27°;条件(4)为充气压力 280 kPa,带束层钢丝帘线模量 110 GPa,角度 27°;条件(5)为胎面胶模量由 10 MPa 增大到 50 MPa;条件(6)为胎体钢丝帘线模量增大 1 倍。

表 4 充气压力 and 材料参数变化对
横向振动固有频率的影响 Hz

充气压力和材料参数条件	阶 次				
	1	2	3	4	5
(1)	45.25	62.05	114.39	165.15	200.31
(2)	45.56	62.20	113.34	163.77	199.20
(3)	45.53	62.29	113.57	164.01	199.52
(4)	46.20	63.08	132.49	193.05	235.62
(5)	52.32	71.34	132.49	193.05	235.62
(6)	54.67	73.67	134.93	195.75	238.21

注:同表 3。

5 结语

综上所述,采用有限元分析方法可以比较好地模拟轮胎的振动和固有频率特性,并且计算过程相对简单迅速,是轮胎振动特性理想的研究工具。

振动模态和固有频率是轮胎的一种固有特性,其与轮胎结构和材料及充气压力有关,充气压力对整个轮胎的刚性有较大的影响,充气压力增

大会使固有频率提高。胎面胶的模量对轮胎的固有频率影响比较大,增大模量会使其刚性明显提高,固有频率随之提高。

本研究仿真基于纵向花纹轮胎,下一步应该开展具有完整胎面花纹的振动模态仿真研究,以进一步提高计算精度。

参考文献:

[1] 管迪华,彭会,范成健. 轮胎模态实验分析的研究[J]. 汽车工程,2005,27(6):691-695.

[2] 吴卫东. 轮胎实验模态分析和用实验模态参数建立轮胎模型的研究[D]. 北京:清华大学,1996.

[3] 范成建. 利用实验模态参数对试验场仿真轮胎模型的建模研究[D]. 北京:清华大学,2004.

[4] Kim B S,Chi C H,Lee T K. A Study on Radial Directional Natural Frequency and Damping Ratio in a Vehicle Tire[J]. Applied Acoustics,2007,68(5):538-556.

[5] Kindt P,Sas P,Desmet W. Development and Validation of a Three-dimensional Ring-based Structural Tyre Model[J]. Journal of Sound and Vibration,2009,326:852-869.

Finite Element Analysis on Tire Vibration and Study on Its Key Influencing Factors

FENG Xi-jin^{1,2}, ZHENG Xiao-gang¹, WEI Yin-tao¹, LI Hong-wei²

(1. Tsinghua University, Beijing 100084, China; 2. Tire Technology Alliance, Qingdao 266061, China)

Abstract: A finite element method to simulate the tire vibration characteristics was provided based on Abaqus software, and the radial vibration mode, lateral vibration mode and longitudinal vibration mode were calculated. In addition, the tire vibration test was carried out, and the results were in good agreement with the simulation results. Subsequently, the influence of air pressure, belt parameters, and cord and rubber modulus on the natural vibration frequency was studied. The results showed the relationship between tire vibration characteristics and its application conditions, and material parameters, which could be helpful to deal with the noise, vibration and harshness of the tire.

Key words: tire; vibration mode; natural frequency; finite element analysis

米其林计划将其豪华轮胎产能提高近 70%

中图分类号: TQ336.1; F27 文献标志码: D

美国《现代轮胎经销商》(www.moderntire-dealer.com)2012年9月21日报道:

米其林表示其2012年中期盈利表现出色,随后对其资本支出和2015年财政前景进行了述评。该述评反映了米其林的战略构想、竞争实力和经营管理。

米其林在述评中表示,虽然当前全球轮胎市场环境不明确,但中长期仍将继续增长,米其林正在集中精力于维持其增长和增强其竞争优势的计划。这包括其特别业务和分布于全球的其他业务领域的溢价定位和领导地位。

该述评还包括以下内容。

豪华轮胎业务是米其林的基本业务,且其增长速度快于整个市场,有强势发展的机会,米其林将通过在2012—2015年间将17英寸及以上规格豪华轮胎的产能提高近70%来抓住这一机遇。

为了扩展在特别业务领域的领导地位,米其林此前声明在美国南卡罗来纳州扩大列克星敦厂矿用轮胎的产能、在安德森新建立1家工厂,总投资为7.5亿美元,目前正在实施中。

米其林在欧洲、北美洲和全球其他地方的业

务已经很平衡了,目前正在加快在新市场中的步伐,这将占其新投资的60%左右。此外,为了扩展其技术领导地位,米其林正在提高在原材料领域的投资,到2015年,这项投资将达到约5.5亿欧元。

米其林市场展望表明,在2012—2015年期间将总投资16亿~22亿欧元。米其林对2012年全年目标进行了确认,例如在全年销售量预期下降3%~5%的条件下,扣除非经常性项目的营业收入明显增长;在不考虑出售巴黎综合物业的影响下,现金流为3亿~4亿欧元。

经过2013年的过渡,轮胎市场将恢复每年4%~5%的结构性增长,原材料价格也将恢复类似趋势。米其林的目标是销售增长符合市场增长趋势。

到2015年,米其林目标是扣除非经常性项目的营业收入达到29亿欧元左右,轿车轮胎和轻型载重轮胎扣除非经常性项目的正常利润率为10%~12%,载重轮胎为7%~9%,特别业务的预期增长比其他业务增长更快,为20%~24%。在这期间,米其林也计划每年将10%以上的利润作为动用资本和正现金流量。

(赵敏摘译 吴秀兰校)