

带束层结构对载重子午线轮胎 接地印痕及噪声的影响

赵 璠¹, 王国林¹, 周海超¹, 马银伟¹, 李佰发²

(1. 江苏大学 汽车与交通工程学院, 江苏 镇江 212013; 2. 风神轮胎股份有限公司, 河南 焦作 454003)

摘要:采用 Abaqus 非线性有限元软件建立三维模型, 分析带束层结构对载重子午线轮胎接地印痕和噪声的影响。结果表明: 在一定的负荷和充气压力下, 随着轮胎带束层宽度和角度的增大, 轮胎接地印痕趋于合理, 低频段噪声降低; 接地压力分布与低频振动噪声存在一定的相关性。

关键词:载重子午线轮胎; 带束层结构; 接地印痕; 噪声; 有限元分析

中图分类号: U463.341+.3/.6; TB533+.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-890X(2013)08-0478-05

轮胎的接地性能直接影响轮胎的抓着性、耐磨性能和滚动阻力等, 轮胎噪声则影响车辆的乘坐舒适性。随着人们安全、环保意识的增强, 世界各国相继出台了严格的轮胎法规, 以综合提升轮胎的接地性能和噪声性能, 因此相关研究得到了轮胎企业的高度重视。D. R. J. Hubbell 等^[1]从轮胎接地印痕的角度出发提出了描述轮胎噪声的方法, 通过计算轮胎接地印痕的纵横比间接描述轮胎噪声水平。刘占村等^[2]通过试验验证了带束层结构对轮胎接地印痕和室内噪声的影响, 得出随着带束层角度的增大轮胎接地印痕和噪声都有所改善的结论, 但试验只是定性给出了带束层角度对接地印痕和噪声的影响, 未进行机理分析。陈燕国等^[3]分析了带束层结构对轮胎接地印痕的影响, 发现随着带束层角度和宽度的增大, 轮胎接地印痕面积增大, 轮胎安全性得到改善。可见轮胎的接地印痕与轮胎噪声密切相关, 但目前的研究仅停留在定性水平。

本工作以 315/60R22.5 载重子午线轮胎为研究对象, 利用 Abaqus 非线性有限元软件建立分析模型, 分析带束层结构参数对轮胎静态加载时接地压力分布和接地印痕的影响, 使用声学边界元方法分析带束层结构参数对轮胎滚动噪声的影响。

作者简介:赵璠(1989—), 女, 河北石家庄人, 江苏大学在读硕士研究生, 主要从事轮胎综合性能研究。

1 有限元模型的建立

1.1 橡胶材料模型

轮胎是由多种材料组成的复合体, 其中包括橡胶、钢丝帘线以及帘线-橡胶复合材料。低模量、高伸长率的橡胶材料起着保持内压、耐磨以及与路面的抓着等作用; 高模量、低伸长率的帘线起到承担大部分载荷的作用。研究表明^[4-5], Yeoh 提出的应变能(W)函数表达式能很好地描述炭黑填充材料的弹性力学性能。Yeoh 模型的本构关系为

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{20}(I_1 - 3)^2 + C_{30}(I_1 - 3)^3 \quad (1)$$

式中, C_{10} , C_{20} 和 C_{30} 均为随温度而变化的材料参数; I_1 为应变第一不变量。Yeoh 模型常数 C_{10} , C_{20} 和 C_{30} 的值参照 GB/T 528—2009, 对不同橡胶材料进行单轴拉伸试验, 将测得的应力-应变数据拟合求得。

1.2 帘线-橡胶材料模型

采用目前运用广泛的 Rebar 模型来模拟帘线-橡胶复合材料。Rebar 模型可以将几层帘线表示在一个覆盖单元内, Rebar 单元的节点自由度受到相应的橡胶基体单元节点的限制, 其坐标和位移是通过插值函数由基体单元节点的坐标和位移表示的, 因此 Rebar 单元并没有引入附加的节点自由度, 可以降低计算成本。

1.3 轮胎建模

315/60R22.5 载重子午线轮胎断面如图 1 所示。轮胎为 4 层带束层结构,其中 1# 带束层为过渡层,2# 和 3# 带束层为工作层,4# 带束层为保护层。轮胎额定载荷为 35 500 N,标准充气压力为 0.9 MPa,与之相配的是 9.75×22.5 型轮辋。建立轮胎模型时,先将轮胎二维 AutoCAD 断面图导入 Hypermesh 软件中进行二维网格的划分,如图 2 所示;再将二维网格信息导入到 Abaqus 软件中,利用其中的 Revolve 命令将二维模型旋转到三维模型。分析时轮辋和路面简化成解析刚体模型,轮胎与轮辋、轮胎与地面之间的接触采用有限滑移法描述。三维有限元分析模型如图 3 所示。分析时采用 SAE 坐标系。

2 轮胎接地印痕分析

轮胎接地压力分布均匀性与轮胎带束层结构密切相关,大量研究表明^[5-6],带束层宽度和角度



图 3 轮胎三维有限元模型

是影响接地压力分布的主要因素。为分析带束层结构对接地压力的影响,选取 2# 和 3# 带束层宽度及带束层钢丝帘线角度为研究对象,通过试验优化设计方法安排仿真试验方案。315/60R22.5 载重子午线轮胎 2# 和 3# 带束层原始设计角度均为 18°,宽度分别为 223 和 245 mm。具体试验方案见表 1。

表 1 试验方案

方案号	2# 和 3# 带束层宽度	2# 和 3# 带束层角度
	调整/mm	调整/(°)
1	-10	0
2	0	0
3	+10	0
4	0	-3
5	0	+3

2.1 评价参数的选取

对轮胎而言,接地压力分布均匀性可以用接地压力偏度值(α)来表征^[6-7]:

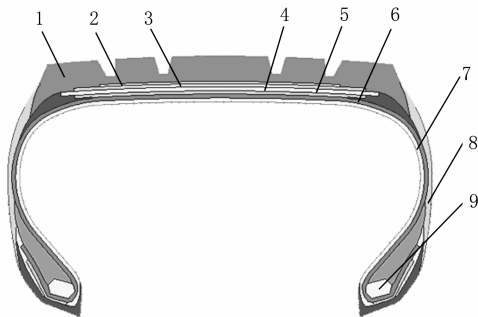
$$\alpha = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (P_i - \bar{P})^2} \quad (2)$$

式中, P_i 为仿真分析时 n 个接地点中第 i 个点的接地压力值, $\bar{P}$ 为接地压力的平均值。 α 值越小,轮胎接地性能越好。

2.2 带束层结构对轮胎接地压力分布均匀性及径向刚度的影响

对不同方案进行静态加载分析,分析时采用额定负荷和标准充气压力。不同分析方案接地压力分布如图 4 所示。

为分析轮胎滚动过程中接地压力的变化,在额定负荷和标准充气压力、速度为 55 km·h⁻¹ 的条件下进行轮胎滚动分析,计算轮胎的接地压力



1—胎面;2—4# 带束层;3—3# 带束层;4—2# 带束层;5—1# 带束层;6—胎体层;7—内衬层;8—胎侧;9—胎圈。

图 1 315/60R22.5 载重子午线轮胎断面示意

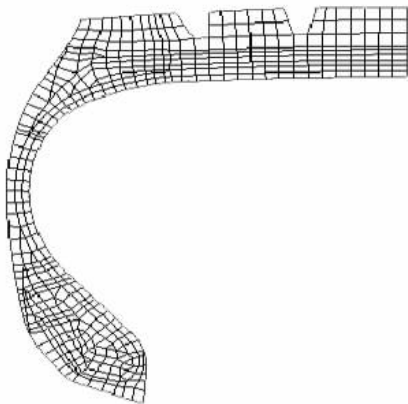


图 2 轮胎二维有限元模型

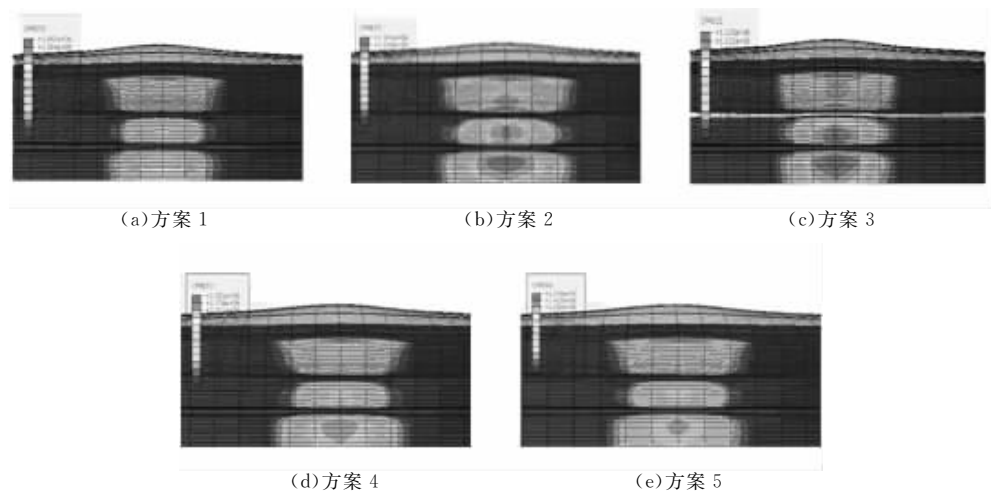


图4 轮胎滚动接地印痕对比

偏度值和径向刚度,结果分别见表2和3。

由表2和3以及图4可以看出:在一定的负荷和充气压力下,增大带束层宽度,接地印痕的宽度增大,接地压力偏度值减小,接地压力分布均匀性增加,接地印痕的形状得到改善;随着带束层角度的增大,轮胎的最大接地压力和接地压力偏度值减小,径向刚度降低,轮胎的接地压力分布均匀,接地性能得到改善。由此可知,增大轮胎带束层宽度和角度均能改善轮胎的接地性能,这与已有的试验研究结果一致^[8-10]。

3 轮胎噪声分析

轮胎噪声是轮胎与道路表面接触时产生的,与轮胎类型、速度、负荷和路面的粗糙度等因素有

关。轮胎噪声按照产生机理通常可分为结构振动噪声和空气动力噪声。Biermann Jan 等^[11]采用边界元方法对轮胎噪声进行了预测分析,发现在600 Hz以下仿真结果和试验结果吻合较好,说明用边界元仿真方法预测噪声是可行的。

3.1 噪声仿真测试

目前国内外测试轮胎噪声的方法主要有远场测试法(滑行通过法)、近场测试法(拖车法)和室内测试法(室内转鼓法)。远场测试法适用于同一辆汽车上不同种类轮胎的测试;室内转鼓法适合同一类型轮胎不同花纹的测试;而近场测试法适合近距离内测量轮胎与路面之间的噪声,相比其他两种测试方法具有更好的适用性。本工作采用近场测试法,按照ISO 11819-2:2000在轮胎滚动模型的周围设置5个声学场点进行轮胎噪声测试,如图5所示。5个场点坐标分别为A(650,0,220),B(-650,0,220),C(0,200,320),D(200,200,320),E(-200,200,320)。

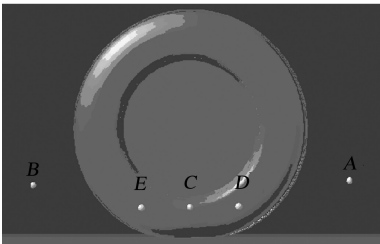


图5 声学边界元模型中场点布置

3.2 声学边界元的计算方法

由运动学方程、连续性方程和物态方程可以

表2 带束层结构对轮胎接地性能的影响			
方案号	最大接地压力/ MPa	接地压力偏 度值/Pa	接地面积× 10 ² /m ²
1	1.641	350 026.7	2.460 7
2	1.538	343 305.4	2.438 2
3	1.409	338 840.4	2.416 5
4	1.501	348 436.8	2.414 3
5	1.341	333 876.3	2.443 8

表3 带束层结构对轮胎径向刚度的影响		
方案号	下沉量/mm	径向刚度/(kN·m ⁻¹)
1	28.304	580.23
2	28.431	562.39
3	28.472	561.49
4	29.017	572.12
5	27.617	559.16

得到线性的声波方程:

$$\nabla^2 p = \frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (3)$$

式中, ∇^2 为拉普拉斯算符, p 为辐射声压, c 为流体介质中的声速, t 为时间。

在简谐激励作用下, 轮胎振动在外部声场中产生的 $p(r, \omega)$ 满足 Helmholtz 微分方程:

$$\nabla^2 p + k^2 p = 0 \quad (4)$$

和流固界面边界条件:

$$\frac{\partial p}{\partial n} = -i\omega\rho v_n \quad (5)$$

以及 Sommerfeld 辐射条件:

$$\lim_{r \rightarrow \infty} r \left(\frac{\partial p}{\partial r} - ikp \right) = 0 \quad (6)$$

式中, $k = \omega/c$, ω 为圆频率, ρ 为流体介质的密度, v_n 为结构表面 S 的外法向振速, i 为虚数单位。 Q 为结构表面 S 上的任意点, P 为空间中的任意点, $r = |Q - P|$ 。 Helmholtz 微分方程的基本解为

$$G(Q, P) = e^{-ikr} / 4\pi r \quad (7)$$

对于不同问题的 Helmholtz 声学边界积分, 利用格林函数和相应边界条件可以得到包围结构封闭表面上的 Helmholtz 边界积分方程:

$$C(P)p(P) = \int_S \frac{\partial G(Q, P)}{\partial n} p(Q) - G(Q, P) \frac{\partial p(Q)}{\partial n} dS(Q) \quad (8)$$

$$C(P) = \begin{cases} 1 & P \in B \\ 1 - \int_S \frac{\cos\beta}{4\pi r^2} dS(Q) & P \in S \\ 0 & P \notin (S \cup B) \end{cases} \quad (9)$$

式中, β 为外法向矢量 $\mathbf{n}$ 与矢径 $\mathbf{r}$ 的夹角。

将式(8)在边界 $P \in S$ 上对方程进行离散, 可以得到矩阵形式的边界元声学方程:

$$\begin{bmatrix} B & C^T \\ C & D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma \\ u \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f \\ g \end{Bmatrix} \quad (10)$$

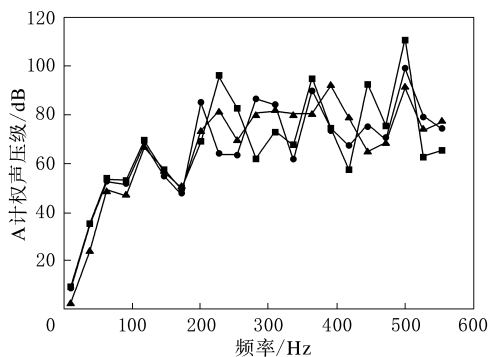
式中, B, C 和 D 均为系数矩阵, σ 为速度脉动向量, u 为声压脉动向量, f 和 g 为外界激励向量。接合表面各点的 σ 和 u , 通过插值方式可以得到声场中任意点 P 处的辐射声压。

由此可见, 物体表面结构振动会引起周围空气运动而向外辐射噪声, 辐射噪声的大小与结构

表面振动和空气介质属性密切相关。对于常温下的空气介质, 一般认为其属性是固定不变的。通过获得物体表面振动信息就可以实现对辐射噪声的预测。本工作通过有限元方法对不同带束层结构的轮胎进行动态分析以获得轮胎外表面节点位移信息, 然后通过边界元方法进行声学分析。将轮胎外表面节点位移作为辐射噪声分析的边界条件, 在声学边界元软件中进行仿真计算, 得到不同带束层结构轮胎的辐射声压频谱, 进而对比分析带束层结构对轮胎辐射噪声的影响。

3.3 声学分析结果

不同带束层角度轮胎的噪声分析结果如图 6 所示。由图 6 可见, 在中低频域(小于 250 Hz)范围内, 带束层角度增大会引起径向刚度的减小, 从而使轮胎振动辐射噪声水平降低。其主要原因是带束层角度的减小引起轮胎径向刚度的增大和下沉量增大, 相对胎冠部位的变形, 胎侧变形增大, 从而在轮胎撞击路面的时候胎侧变形量增大, 更容易导致轮胎振动辐射噪声的增加。所得分析结果与已有试验结论一致^[2]。



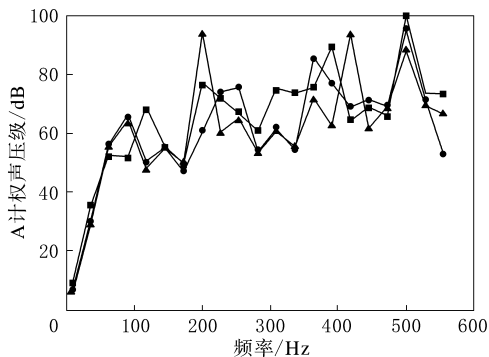
▲—方案 2; ■—方案 4; ●—方案 5。

图 6 带束层角度对轮胎噪声的影响

不同带束层宽度轮胎的噪声分析结果如图 7 所示。由图 7 可见, 在中高频范围内, 带束层宽度的改变直接影响轮胎噪声峰值的变化, 增大带束层宽度会引起轮胎振动辐射噪声水平的增高, 这主要是因为带束层宽度的增大虽然降低了轮胎径向刚度, 但会引起胎侧变形增大。

4 结论

对带束层宽度和角度对轮胎接地印痕和噪声影响的研究表明, 随着带束层宽度和角度的增大,



▲—方案1; ●—方案2; ■—方案3。

图7 带束层宽度对轮胎噪声的影响

轮胎接地压力分布更均匀,有利于改善轮胎的抓着力和舒适性;随着带束层角度的增大,轮胎径向刚度降低,低频辐射噪声可以得到有效抑制;接地压力分布与轮胎噪声有直接关系,接地压力偏差值减小,轮胎噪声呈现降低的趋势。

参考文献:

- [1] Hubbell D R J, Hartville O. Method for Characterizing Noise Level of Rotation Tire[P]. EP 0944484B1, 2001-11-21.

- [2] 刘占村,李明,刘杰,等.带束层结构对轿车子午线轮胎接地印痕、径向刚度及噪声的影响[J].轮胎工业,2011,31(9):534-536.
- [3] 陈燕国,吴桂忠.带束层结构对高速轿车子午线轮胎印痕和制动性能的影响[J].轮胎工业,2011,31(9):525-533.
- [4] 张建.子午线轮胎成型过程仿真[D].镇江:江苏大学,2008.
- [5] 陈芳.基于rebar单元的载重子午胎的有限元分析[D].镇江:江苏大学,2007.
- [6] 张建,唐文献,王晨,等.基于人工智能技术的轮胎磨损性能优化[J].橡胶工业,2010,57(11):655-658.
- [7] 梁晨.子午线轮胎接地压力特性研究[D].镇江:江苏大学,2010.
- [8] 刘连波,刘杰,马小刚.带束层宽度对全钢载重子午线轮胎性能的影响[J].轮胎工业,2010,30(12):731-733.
- [9] 赵国群,程刚,管延锦.带束层角度对子午线轮胎结构性能影响的三维非线性有限元分析[J].弹性体,2004,14(1):35-38.
- [10] 徐延海,贾丽萍,葛建敏,等.结构参数对子午线轮胎特性的影响[J].汽车工程,2004,26(2):169-171.
- [11] Jan Biermann, Otto von Estorff, Steffen Petersen, et al. Computational Model to Investigate the Sound Radiation from Rolling Tires[J]. Tire Science and Technology, 2007, 35(3):209-225.

收稿日期:2013-02-16

Effect of Belt Structure on Footprint and Noise of Truck and Bus Radial Tire

ZHAO Fan¹, WANG Guo-lin¹, ZHOU Hai-chao¹, MA Yin-wei¹, LI Bai-fa²

(1. Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China; 2. Aeolus Tire Co., Ltd, Jiaozuo 454003, China)

Abstract: The effect of belt structure on the footprint and noise of truck and bus radial tire were investigated by 3D modeling on Abaqus non-linear FE software. The results showed that, as the width and angle of belt increased under normal load and inflation pressure, the footprint tended to get better and the noise in the low-frequency range was reduced. It was also found that the low-frequency vibration noise related to the contact pressure distribution of the tire ground contact area.

Key words: truck and bus radial tire; belt structure; footprint; noise; finite element analysis

改性超细凹土橡胶补强剂的生产工艺

中图分类号: TQ330.38+3 文献标志码: D

由江苏玖川纳米材料科技有限公司申请的专利(公开号 CN 101985529A, 公开日期 2011-03-16)“改性超细凹土橡胶补强剂的生产工艺”, 提供了一种改性超细凹土橡胶补强剂的生产工艺, 即: 将偶联剂水解液按偶联剂与凹土以 1:(10~50)质量比洒在晒干的凹土上, 浸泡 24 h 后, 用间距控制在 2 mm 的对辊和三辊进行挤

压, 制得片状凹土; 将片状凹土堆放 48 h 以上, 然后将其放入不锈钢打浆池, 按片状凹土与水质量比为 1:5 加水, 升温至 80 ℃, 高速搅拌 3 h, 得到悬浮液; 将悬浮液静置、冷却至室温, 压滤分离, 得滤饼; 将滤饼在 105 ℃ 下烘干至水质量分数小于 0.02, 然后进行破碎、气流粉碎, 制得产品。该改性超细凹土与橡胶相容性较好, 可以部分或全部替代炭黑和白炭黑, 起到较好的补强效果。

(本刊编辑部 赵敏)