

载重子午线轮胎滚动振动噪声仿真技术研究

冯希金¹, 危银涛², 朱作勇¹, 项大兵²

(1. 赛轮金宇集团股份有限公司, 山东 青岛 266045; 2. 清华大学 汽车安全与节能国家重点实验室, 北京 100084)

摘要: 研究了一种预测轮胎滚动振动噪声的新方法, 提出用混合的拉格朗日-欧拉方法来解决瞬时变动的拉格朗日网格上的振动信息向欧拉网格上映射的数据转化问题。首先进行带花纹轮胎的瞬态滚动计算, 然后提取外表面的节点加速度, 采用混合的拉格朗日-欧拉方法将节点加速度变换到欧拉网格上, 将欧拉网格上的振动加速度导入LMS Virtual LAB声学软件进行振动噪声的仿真计算。仿真计算结果与试验结果的对比证明了仿真方法的合理性。

关键词: 载重子午线轮胎; 振动噪声; 混合的拉格朗日-欧拉方法

中图分类号: U463.341⁺.3/6; TB533⁺.2; O241.82 **文献标志码:** A **文章编号:** 1006-8171(2017)03-0131-08

滚动接触噪声在车辆噪声中越来越受到重视, 研究表明轮胎的滚动噪声在车辆的总体噪声中占有较大的比例^[1-7]。然而, 到目前为止还没有计算滚动振动噪声的可靠方法。在轮胎噪声研究领域, 关于带花纹轮胎的滚动振动噪声仿真的有限元研究还未见报道, 现有的研究中轮胎的滚动效应也没有被充分考虑。之前的振动噪声研究主要是基于频域方法, 将道路谱或者模型接触力输入轮胎模型来预测噪声^[6, 8-11]。

轮胎滚动振动噪声研究的最主要挑战是: 滚动结构的动力学分析必须在拉格朗日体系内进行, 但声学分析往往是在欧拉体系内进行, 在这两个体系之间进行信息传递是很困难的^[12-13], 这导致滚动噪声的仿真很难在时域范围内进行, 因此目前滚动噪声的研究都是在频域范围内进行的。频域方法存在两个问题: 首先滚动振动是一个陀螺系统, 这是个复杂的复特征值问题, 需要复杂的模态分析方法; 其次由于胎面花纹或轮胎不均匀性带来的冲击振动只能在时域范围内进行建模。

为了解决这些问题, 本研究提出了一个新的时域方法来模拟计算轮胎滚动振动噪声。这个方法有两个核心特征: 一是采用混合的拉格朗日-欧拉(MLE)方法将时域内的加速度场从拉格朗日网

格映射到欧拉网格, 二是采用LMS Virtual LAB软件提供的自动匹配层(Automatic Matched Layer, AML)技术来模拟计算振动噪声。最后给出了用该方法进行滚动振动噪声计算的实例。

1 滚动分析中混合的拉格朗日-欧拉方法

混合的拉格朗日-欧拉方法是危银涛等^[13-14]在进行滚动轮胎的力和力矩建模时提出来的, 该方法包括两个步骤, 首先是进行拉格朗日体系下的运动分析, 然后将节点信息映射到欧拉空间上。如图1所示, 滚动结构体位移的材料坐标系(拉格朗日坐标系)是 \mathbf{X} , 当前坐标系是 \mathbf{x} , 两者关系可用 $\mathbf{x} = \varphi(\mathbf{X}, t)$ 表示, 定义刚体滚动参考构型来描述变形体的滚动, 刚体和结构体有同样的角速度。映射 $\mathbf{x} = \varphi(\mathbf{x}, t)$ 确定了 P 点在时刻 t 的位置,

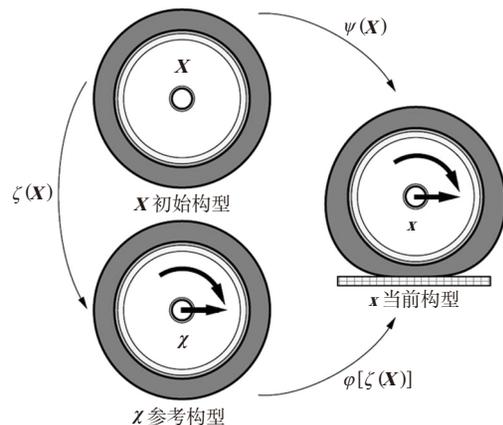


图1 滚动运动的解耦: 拉格朗日和参考构型法

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51275265, 51175286)

作者简介: 冯希金(1970—), 男, 山东青岛人, 赛轮金宇集团股份有限公司高级工程师, 博士, 主要从事轮胎力学噪声仿真技术研究工作。

根据链式法则,材料速度 $\mathbf{v} = \mathbf{v}(\chi, t)$ 可以表示为

$$\mathbf{v}(\varphi, t) = \mathbf{v}_0 + \frac{\partial \varphi}{\partial t} \Big|_x = \mathbf{v}_0 + \frac{\partial \varphi}{\partial t} \Big|_x + \nabla \varphi \cdot \mathbf{w} = \mathbf{v}_0 + \hat{\mathbf{v}} + \mathbf{c} \quad (1)$$

式中, \mathbf{v}_0 为轮辋中心的速度, $\hat{\mathbf{v}}$ 为相对速度, $\mathbf{c} = \nabla \varphi \cdot \mathbf{w}$ 为平移速度, \mathbf{w} 为刚体旋转导致的速度, 可以写为

$$\mathbf{w} = \tilde{\Omega} \cdot \chi, \quad \tilde{\Omega} = \begin{bmatrix} 0 & -\Omega_3 & \Omega_2 \\ \Omega_3 & 0 & -\Omega_1 \\ -\Omega_2 & \Omega_1 & 0 \end{bmatrix} \quad (2)$$

其中, $\Omega_1, \Omega_2, \Omega_3$ 为角速度分量, $\tilde{\Omega}$ 在稳态条件下为常数, $\hat{\mathbf{v}}$ 为零, 因此点 P 的材料速度可以表示为

$$\mathbf{v}(\chi) = \mathbf{v}_0 + \mathbf{c} \quad (3)$$

令 $\mathbf{u} = \mathbf{x} - \chi$, 那么稳态速度可以用参考构型中定义的位移来表示:

$$\mathbf{v}(\chi) = \mathbf{v}_0 + \partial(\mathbf{u} + \chi) / \partial \chi \cdot (\tilde{\Omega} \cdot \chi) \quad (4)$$

进一步可以定义点 P 的材料加速度如下:

$$\mathbf{a}(\varphi, t) = \mathbf{a}_0 + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} \Big|_x = \mathbf{a}_0 + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} \Big|_x + \nabla(\nabla \varphi \cdot \mathbf{w}) \cdot \mathbf{w} = \mathbf{a}_0 + \hat{\mathbf{a}} + \mathbf{a}_c \quad (5)$$

其中, \mathbf{a}_0 为轮辋中心的加速度, $\hat{\mathbf{a}}$ 为相对加速度, $\mathbf{a}_c = \nabla(\nabla \varphi \cdot \mathbf{w}) \cdot \mathbf{w}$ 为平移加速度。

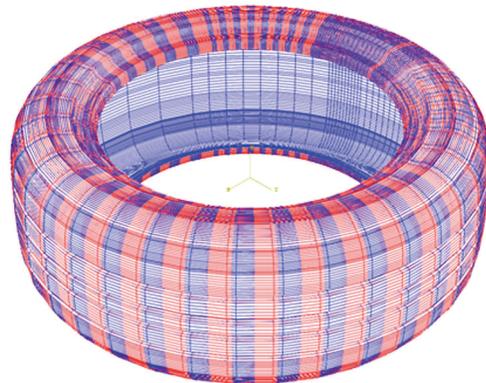
在稳态条件下, 速度和加速度不是时间的函数, 因此局部速度和加速度为零, 这为运动解耦提供了基础, 可以对稳态运动进行准静态分析, 这个方法称为混合的拉格朗日-欧拉方法。它可以用来分析稳态接触和稳态的力和力矩^[13-14]。

然而, 在动态条件下, 例如在分析带花纹轮胎的滚动噪声时, 相对加速度不为零。上面讲述的运动解耦方法可以用于解决这个问题, 但是如何解决动态问题中由于网格修正带来的强非线性是一个极大挑战,

为了分析滚动噪声问题, 必须首先得到准确的加速度场。通常用瞬态拉格朗日方法来获得速度和加速度场的变化。另一方面, 噪声分析需要静态网格上的加速度场信息作为输入, 其加速度场可以用 $\mathbf{a} = \mathbf{a}(\chi, t)$ 表示。这意味着用来进行振动分析的网格和进行噪声分析的网格是不一样的, 这给滚动振动噪声的仿真带来困难。

根据上述情况, 混合的拉格朗日方法被调整为两个步骤, 其目的还是为了在参考网格上获得速度和加速度, 采用映射方法可以达到这个目标。首

先采用瞬态有限元方法来获得旋转结构上的振动信息, 然后采用动态映射方法将拉格朗日网格上的加速度信息映射到欧拉网格上。只需提取模型外表面的节点加速度信息。映射采用有限元插值法, 拉格朗日网格与欧拉网格的关系如图2所示。



红色为欧拉网格, 蓝色为拉格朗日网格。

图2 拉格朗日网格与欧拉网格之间的关系

在轮胎滚动噪声的分析中, 欧拉网格(参考网格)包含初始的静态变形信息, 而拉格朗日网格包含旋转、平移及弹性变形信息, 因此最困难和最重要的问题就是如何采用有限元差值方法实现两个网格之间的信息转换。

如图3所示, 任意点 $P(i, j)$ 的速度和加速度是采用有限元差值方法从拉格朗日单元上差值得到的, 因此首先确定该节点属于哪个拉格朗日单元, 然后确定该节点在该拉格朗日单元内的参数坐标 (ξ, η) , 这个方法是基于空间解析几何原理实现的。设点 $P(i, j)$ 属于单元 k , 它的参数坐标是 (ξ, η) , 那么其速度和加速度可以用数值差值方法得到:

$$(\bullet)_{ij} = \sum_{p=1}^4 N_p(\bullet)_p \quad (6)$$

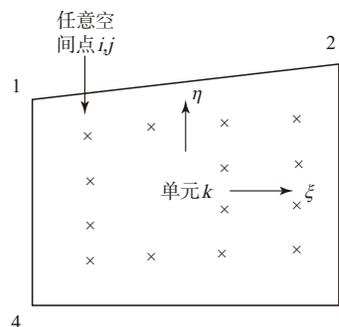


图3 拉格朗日单元信息向欧拉节点映射示意

其中, (\bullet) 代表所关心的点的速度和加速度, N_p 是单元的形状函数, $N_p = (1 + \xi\xi_p)(1 + \eta\eta_p)/4$ 。

MLE方法的关键点是确定欧拉节点属于哪个拉格朗日单元并计算它的参数坐标。文献[14]中给出了确定平面问题中单元的方法, 因为轮胎花纹是空间的曲面, 因此该方法必须扩展到空间几何中去, 这采用的是坐标变化方法。为了确定欧拉节点与拉格朗日单元之间的关系, 首先必须将欧拉节点的坐标变换到与拉格朗日单元平行的平面上。

如图4所示, 在坐标系 $o-xyz$ 内, e 是拉格朗日单元, 它有4个节点。点 p 是欧拉网格上的一个点, 点 p' 是 p 在单元 e 内的投影, 点 p' 与单元 e 之间的关系可以用文献[14]的方法来确定, 然后可以确定点 p 与单元 e 的关系。

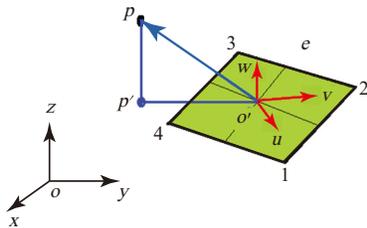


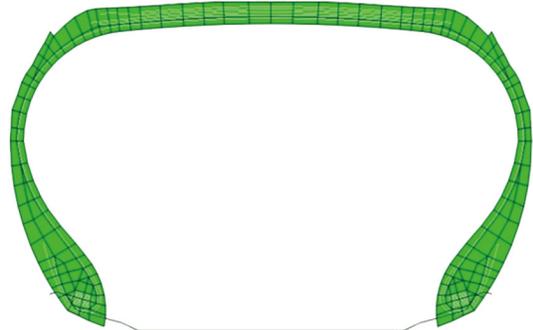
图4 坐标变化示意

2 带有胎面花纹的轮胎有限元模型

轮胎滚动时胎面花纹持续撞击路面, 这是振动噪声的主要来源, 因此胎面花纹是进行振动噪声模拟仿真的关键因素, 为了将花纹的振动加速度场转换成振动噪声, 必须将胎面花纹和胎面基部胶一起建模。采用下面的步骤来建立带有胎面花纹的轮胎有限元模型:

- (1) 建立不带花纹的二维光面轮胎有限元模型, 如图5(a)所示;
- (2) 建立胎面花纹的三维有限元模型(包括花纹和基部胶部分), 如图5(b)所示;
- (3) 将二维光面轮胎模型旋转成为一个三维模型;
- (4) 将三维光面轮胎模型与三维花纹模型组合成一个整体, 如图5(c)和(d)所示。

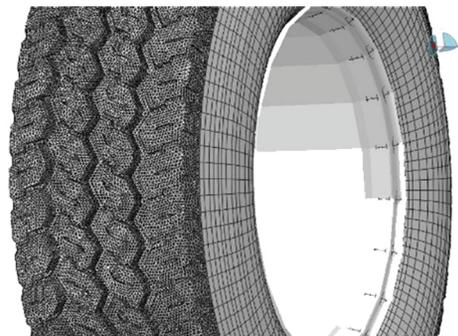
用来进行振动噪声分析的三维轮胎模型和进行应力应变分析的三维轮胎模型是不一样的, 如果模型是进行应力和应变分析, 那么胎面花纹和



(a)



(b)



(c)



(d)

图5 建立轮胎三维有限元模型的步骤示意

基部胶部分可以分开建模, 如果是进行噪声分析,

为了顺利提取外表面的节点加速度,花纹和基胶必须作为一个整体建模,才能保证花纹外表面是一个完整的连续曲面,从而有利于外表面节点加速度信息的提取。带花纹轮胎的剖视图如图6所示,可以看到胎面的连续曲面。

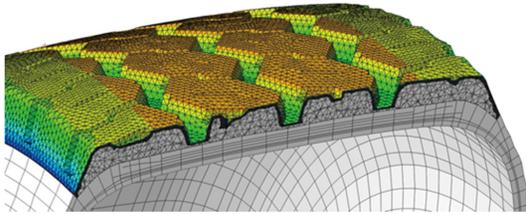


图6 三维带花纹轮胎有限元网格的剖视图

二维模型中的橡胶单元类型为减缩积分单元,胎面花纹的单元类型是C3D4。由于在减缩积分单元CGAX4R中容易发生沙漏现象,因此需要定义增强型沙漏控制。带束层和胎体采用Rebar单元,单元类型为SFMGAX1,三维单元类型是SFM3D4R。橡胶材料模型采用Neohooke超弹性模型和prony级数形式的粘弹性模型。

首先进行轮胎的充气 and 转鼓上的静态加载分析,负荷为额定负荷的70%。385/65R22.5轮胎在 $\phi 2$ m转鼓上的静态负荷印痕如图7所示。由图7可见,最大接触压力为1.5 MPa,是轮胎充气压力的2倍。印痕对轮胎噪声有较大影响,因此一个精细的网格对接地印痕和轮胎噪声仿真很重要。

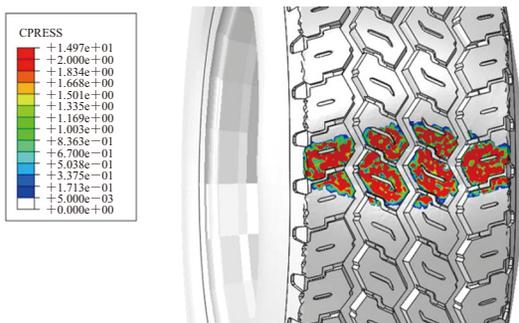


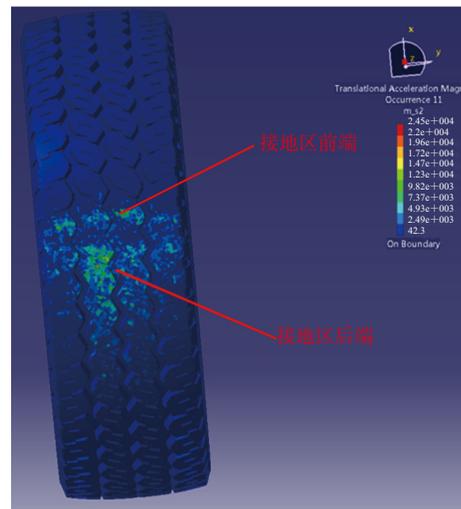
图7 轮胎在70%额定负荷下的接地印痕和压力分布

3 轮胎的瞬态滚动分析

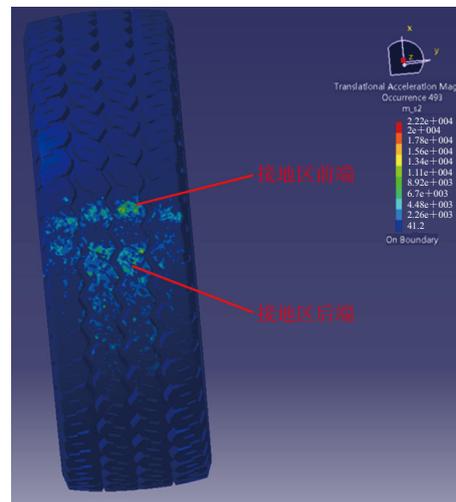
静态加载仿真后可以进行瞬态滚动分析,静态加载仿真在Abaqus的Standard模块下进行,瞬态滚动分析在Abaqus的Explicit功能下进行。胎面花纹是振动噪声的来源,为了得到轮胎的稳态冲

击加速度响应,在Abaqus的瞬态滚动分析中在1 s内使轮胎的速度从0增大到 $70 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$,然后使轮胎保持 $70 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 的速度滚动1 s,在接下来的0.2 s时间内,将胎面花纹外表面的节点加速度分成500个增量步输出到结果文件中,因此程序将每隔0.000 4 s向外输出一节点加速度,可以分析的最高频率将达到1 250 Hz。

不同时刻的胎面花纹节点加速度分布如图8所示。从图8可以看出:接地印痕内的加速度分布是不均匀的;接地印痕附近位置(大概是接地长度的2倍)的加速度大于其他位置;接地前端的加速度大于接地后端,但是在接地后端加速度的分布范围更广。



(a) 0.000 4 s



(b) 0.002 4 s

图8 不同时刻接地印痕内的加速度分布

4 滚动轮胎的振动噪声仿真及试验结果对比

4.1 轮胎滚动噪声的试验测试

为了验证振动噪声的仿真结果,在中国第一汽车集团公司技术中心的国家级NVH实验室进行了实际轮胎的滚动噪声试验测量。图9和10分别给出了试验全景和测试麦克风布置。以轮胎接地中心为圆心,沿半径1 m的半圆弧布置9个麦克风,在轮胎旋转方向的后端0°位置布置第1个麦克风,然后分别在30°,45°,60°,90°,120°,135°,150°和180°位置布置其他8个麦克风。麦克风距地面高度为0.1 m,水平指向接地区域中心。



图9 室内转鼓噪声测试全景



图10 转鼓测试的麦克风布置

4.2 轮胎滚动噪声的仿真计算

利用专业噪声仿真软件Virtual LAB V11SL2进行振动噪声的仿真,该软件采用先进的声学边界处理方法——AML技术来处理声学边界,将轮胎花纹外表面的振动源转换成声源。声学场点放置在声源周围,声学计算后可以得到场点的声压值。用来与试验结果进行比较的声学场点位置距轮胎平面1 m,距地面高度0.1 m,场点与接地中线的连线与轮胎前进方向的夹角为30°,所有仿真轮胎的滚动速度为70 km·h⁻¹。

对两个规格的全钢载重子午线轮胎进行了振

动噪声仿真,一个是315/60R22.5块状花纹轮胎,如图11(a)所示,另一个是385/65R22.5混合花纹轮胎,如图11(b)所示。两种花纹的有限元网格如图12所示。

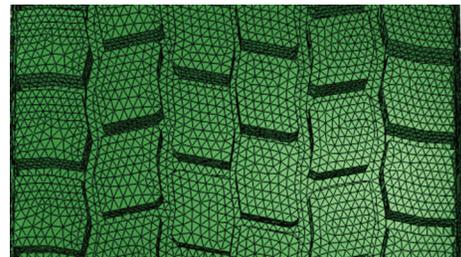


(a) 315/60R22.5块状花纹



(b) 385/65R22.5混合花纹

图11 用于噪声仿真和试验的轮胎花纹示意



(a) 块状花纹



(b) 混合花纹

图12 轮胎花纹的有限元网格示意

4.2.1 315/60R22.5轮胎

315/60R22.5轮胎块状花纹的噪声仿真结果与测试结果对比如图13和14所示。由噪声频谱可

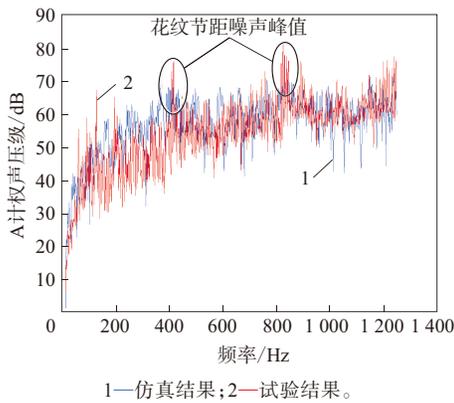


图13 315/60R22.5轮胎花纹噪声仿真与试验结果的频谱对比

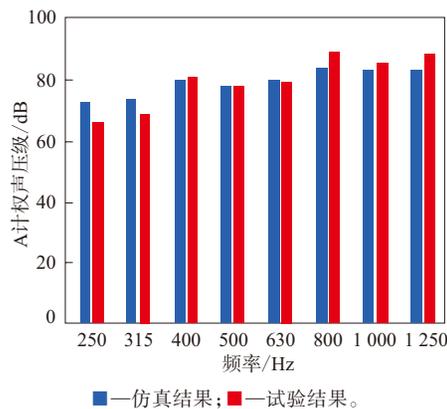


图14 315/60R22.5轮胎花纹噪声仿真与试验结果的1/3倍频程对比

见,仿真结果与试验结果噪声的频谱曲线总体趋势一致,在300 Hz以下仿真结果大于试验结果,400 Hz以上仿真结果的曲线与试验曲线非常接近,并且都在410和820 Hz处出现了峰值,这两个峰值是节距噪声,是由于花纹的节距激励轮胎出现的。轮胎花纹节距噪声的频率(f)可以用下式计算:

$$f = \frac{nV}{2\pi R_e} \quad (7)$$

式中, n 为轮胎花纹节距总数, V 为轮胎行驶速度, R_e 为轮胎有效滚动半径。对于315/60R22.5轮胎来说, $V=70 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, $R_e=476 \text{ mm}$, $n=62$,代入式(7)中,可以计算得到第1阶节距噪声频率为403 Hz,这个值与仿真计算值和试验值很接近。由噪声1/3倍频程结果可以看出,试验结果与仿真结果比较接近,但在800 Hz以后试验结果大于仿真结果。这是由于仿真只考虑了振动噪声,而试验结果却是振动噪声、泵气噪声等的叠加。

4.2.2 385/65R22.5轮胎

385/65R22.5轮胎混合花纹的噪声仿真结果与试验结果对比如图15和16所示。由噪声频谱可以看出:在500 Hz以下,试验结果与仿真计算结果较接近;在500 Hz以上,试验结果大于仿真结果。这是由于仿真计算结果只考虑了振动噪声,而试验结果却包含泵气噪声等其他成分,且混合花纹上有很多封闭的盲孔,这些盲孔是频率较高的泵气噪声的来源。从图15还可以看到,仿真计算结果与试验结果都在275和550 Hz附近出现了噪声峰值。这两个频率是节距噪声的频率,对于385/65R22.5轮胎来说,将 $V=70 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, $R_e=537 \text{ mm}$, $n=48$ 代入公式(7)中,可以计算得到第1阶和第2阶节距噪声的频率分别为276和552 Hz,与试验和仿真结果十分接近。由噪声1/3倍频程对比结果可以明显看到,在500 Hz以后试验结果

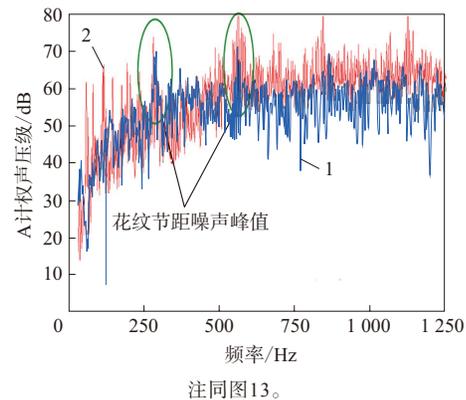


图15 385/65R22.5轮胎花纹噪声仿真与试验结果的频谱对比

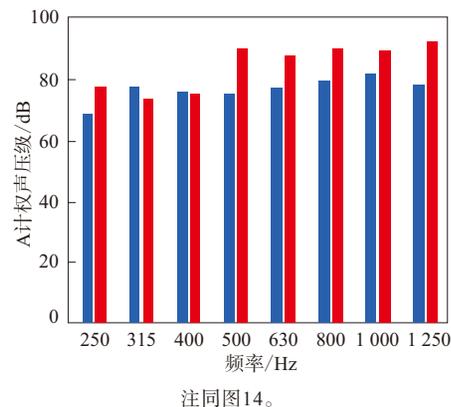


图16 385/65R22.5轮胎花纹噪声仿真与试验结果的1/3倍频程对比

明显大于仿真计算结果。

一般来说,具有块状花纹的全钢载重子午线轮胎噪声主要是振动噪声,因此具有块状花纹的315/65R22.5轮胎的噪声仿真计算结果与试验结果吻合较好,与此相对的是混合花纹轮胎385/65R22.5,其噪声来源既有振动噪声,也有泵气噪声,尤其在高速下泵气噪声更明显,因此试验结果与仿真结果在高频下误差较大,而在500 Hz以下频率范围内误差较小。

5 结语

提出一种轮胎滚动振动噪声的模拟仿真方法,首先进行带花纹轮胎的瞬态滚动仿真,得到拉格朗日网格上的振动加速度,然后采用混合的拉格朗日-欧拉方法处理胎面花纹外表面的振动加速度,将拉格朗日网格上的振动加速度转换成欧拉网格上的振动加速度,从而进一步导入声学仿真软件,进行振动噪声的仿真。为了导出完整的胎面花纹振动加速度信息,花纹建模时将胎面花纹和胎面基部胶一起建模,形成一个空间连续曲面网格。

一般来说,从带胎面花纹轮胎的瞬态滚动开始算起,完成一个花纹的振动噪声仿真需要3~5天的计算时间,期间分别用到了Abaqus Explicit, Hypermesh和LMS Virtual LAB大型商业软件。从试验结果与仿真结果的对比看,该方法适合于振动噪声的仿真。

参考文献:

- [1] Sandberg U, Descornet G. Road Surface Influence on Tire/Road Noise. I. Inter-Noise 80[A]. Noise Control for the 80's. Proceedings of the 1980 International Conference on Noise Control Engineering, Florida: 1980. 259-266.
- [2] Sandberg U, Ejsmont J A. 3 Basic Methods for Measurement of Tire-Road Noise[J]. Noise Control Engineering Journal, 1984, 23 (3) : 98.
- [3] Oshino Y, Tachibana H. Noise Source Identification on Rolling Tires by Sound Intensity Measurement[J]. Journal of the Acoustical Society of Japan (E), 1991, 12 (2) : 87-92.
- [4] Sandberg U. Abatement of Traffic, Vehicle and Tire/Road Noise—the Global Perspective[J]. Noise Control Engineering Journal, 2001, 49 (4) : 170-181.
- [5] Fujikawa T, Koike H, Oshino Y, et al. Definition of Road Roughness Parameters for Tire Vibration Noise Control[J]. Applied Acoustics, 2005, 66 (5) : 501-512.
- [6] Brinkmeler M, Udo Nackenhorst, Steffen Petersen, et al. A Finite Element Approach for the Simulation of Tire Rolling Noise[J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 309 (1-2) : 20-39.
- [7] Berckmans D, Kindt P, Sas P, et al. Evaluation of Substitution Monopole Models for Tire Noise Sound Synthesis[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2010, 24 (1) : 240-255.
- [8] Nackenhorst U. The ALE-Formulation of Bodies in Rolling Contact—Theoretical Foundations and Finite Element Approach[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2004, 193 (39-41) : 4299-4322.
- [9] Brinkmeier M, Nackenhorst U. An Approach for Large-Scale Gyroscopic Eigenvalue Problems with Application to High-Frequency Response of Rolling Tires[J]. Computational Mechanics, 2008, 41 (4) : 503-515.
- [10] Julien Cesbron, Fabienne Anfosso-ledge, Denis Duhamel, et al. Experimental Study of Tyre/Road Contact Forces in Rolling Conditions for Noise Prediction[J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 320 (1-2) : 125-144.
- [11] Mazilu T. Green's Functions for Analysis of Dynamic Response of Wheel/Rail to Vertical Excitation[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 306 (1-2) : 31-58.
- [12] Oertel C, Wei Y T. Tyre Rolling Kinematics and Prediction of Tyre Forces and Moments: Part I—Theory and Method[J]. Vehicle System Dynamics, 2012, 50 (11) : 1673-1687.
- [13] O'Boy D J, Dowling A P. Tyre/Road Interaction Noise—Numerical Noise Prediction of a Patterned Tyre on a Rough Road Surface[J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 323 (1-2) : 270-291.
- [14] Wei Y T, Oertel C, Shen X. Tyre Rolling Kinematics and Prediction of Tyre Forces and Moments: Part II—Simulation and Experiment[J]. Vehicle System Dynamics, 2012, 50 (11) : 1689-1706.

第19届中国轮胎技术研讨会论文(二等奖)

Study on Simulation Technology of Vibration Noise of Rolling TBR Tire

FENG Xijin¹, WEI Yintao², ZHU Zuoyong¹, XIANG Dabing²

(1. Sailun Jinyu Group Co., Ltd, Qingdao 266045, China; 2. Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: In this study, a new method to predict the vibrational noise of rolling tire was investigated. The data transformation from the vibration information of transient variation in Lagrange mesh into the data

in stable Eulerian mesh was achieved by using mixed Lagrangian-Eulerian method. specifically, at first, the rolling state of a patterned tire was simulated and the nodal vibrational accelerations of outer surface were extracted. The vibrational accelerations were transferred to the nodes of Eulerian mesh using the mixed Lagrangian-Eulerian method, which were then input into the acoustical simulation software LMS Virtual LAB to simulate the vibrational noise. The comparison between the simulation result and the test result showed that this method was reliable and effective.

Key words: truck and bus radial tire; vibrational noise; mixed Lagrangian-Eulerian method

Greenball的Kanati Mud和Trail

Hog系列轮胎增新品

中图分类号:TQ336.1 文献标志码:D

美国《现代轮胎经销商》(www.moderntiredealer.com)2016年12月9日报道:

Greenball公司Kanati Mud Hog M/T(如图1所示)和Trail Hog A/T系列轮胎增添新规格,其中目前已有的每个型号均增添几十种规格,并通过Kanati经销商提供。



图1 Kanati Mud Hog轮胎

公司称,Kanati Mud Hog轮胎增强的胎侧花纹块和优化的空隙率可提供泥泞和干燥道路的牵引力和耐久性。Mud Hog现共有25种规格,包括用于558.8 mm(22英寸)轮辋的33×12.50R22,35×12.50R22和37×13.50R22三个新规格。

Kanati Trail Hog轮胎适合各种类型的天气和驾驶条件。其山脉雪花标志和适合冬季镶钉使其成为真正的全天候轮胎。Trail Hog现在可提供23种规格,包括LT305/55R20新规格。

(吴淑华摘译 李静萍校)

2016年替换胎市场好于原配胎

中图分类号:TQ336.1 文献标志码:D

美国《现代轮胎经销商》(www.moderntiredealer.com)2016年12月12日报道:

橡胶制造商协会(RMA)对2016年美国轮胎出货量的预测显示其略有增长,而且替换胎市场好于原配胎(见表1)。

表1 2016年美国轮胎出货量 10⁶条

项 目	2015年	2016年预测	变化率/%	变化量
原配胎				
乘用车	49.7	49.6	-0.2	-0.1
轻载	4.4	4.8	9.1	0.4
载重	6.2	5.1	-17.6	-1.1
替换胎				
乘用车	206.1	205.2	-0.4	-0.9
轻载	29.1	31.5	8.2	2.4
载重	17.9	18.4	2.8	0.5
总出货量	313.5	314.4	0.3	0.9

RMA的这些估算涵盖了RMA成员以及非成员。由表1可以看出:

(1)只有轻载轮胎的原配胎和替换胎出货量均提高,分别增长9.5%和8.2%,超过了RMA在2016年3月公布的预测数字;

(2)乘用车轮胎的原配胎和替换胎出货量均略有下降;

(3)载重轮胎原配胎受到的打击最大,估计出货量减小110万条,与2015年相比下降17.6%;载重轮胎替换胎增长2.8%,约50万条;

(4)总体来说,2016年预测轮胎出货量3.144亿条,增长低于0.3%,即90万条。

(吴淑华摘译 李静萍校)