基于四极子声源的轮胎管腔共振噪声研究

赵崇雷^{1,2},黄 伟^{2,3},穆龙海^{1,2},邬明宇¹,危银涛¹

[1. 清华大学 汽车安全与节能国家重点实验室,北京 100084;2. 易瑞博科技(北京)有限公司,北京 100084;3. 青岛理 工大学 理学院,山东 青岛 266033]

摘要:基于流固耦合仿真,应用计算气动声学方法对轮胎管腔共振噪声进行研究。滚动轮胎引起周围流体微粒间的 相互作用被视为分散的四极子声源,基于Lighthill理论进一步求解并分析近场噪声和声学特性。通过对比接地前端、接 地后端和胎侧位置声源的声辐射结果和频谱特性,验证了轮胎管腔共振噪声的产生机理。

关键词:轮胎噪声;流固耦合;四极子声源;管腔共振噪声

中图分类号:TQ336.1;TB533⁺.2 文献标志码:A

文章编号:1006-8171(2019)09-0566-06 DOI:10.12135/j.issn.1006-8171.2019.09.0566

汽车噪声是交通噪声的重要部分,汽车噪声 主要由动力系统(包括发动机、排气系统、传动系 统)噪声、轮胎/道路噪声、车身气动噪声和附件 系统(如空调系统、电子系统)噪声四类噪声源构 成。对于传统燃油汽车,通过隔音、隔震、结构优 化等方法,可以使发动机噪声及车身和底盘的结 构振动噪声得到很好的控制;对于逐渐普及的电 动汽车,将不再存在发动机噪声、传动系统噪声和 排气系统噪声。轮胎噪声在整车噪声中的比例将 进一步增大。因此,降低轮胎噪声已成为相关企 业和科研单位亟待解决的问题。现代轮胎的降噪 技术主要从噪声声源入手,对轮胎噪声的产生机 理进行分析是找到有效降噪方法的基础。

Y. Nakajima等^[1]采用有限元方法进行轮胎振动噪声研究,通过模态分析计算出固有频率和振型,然后将这些信息作为已知条件代入边界元声学计算程序中进行声压和声强计算。王国林等也采用有限元方法进行轮胎振动噪声的仿真计算, 首先进行轮胎的稳态自由滚动,然后提取表面节 点加速度作为声学边界条件,利用声学有限元方 法和无限元方法进行轮胎振动噪声的计算^[2]。冯 希金^[3]通过试验与仿真相结合的方法,提出并实

E-mail:zhaochonglei@e-rubber. cn

施了混合拉格朗日-欧拉方法,首次实现了轮胎滚 动噪声的时域有限元仿真计算与验证。对于气动 噪声机理的研究,K. Sungtae等^[4]提出了基于计算 流体力学(CFD,Computational Fluid Dynamics) 和柯西霍夫积分方法的气动噪声计算方法。余洁 冰等^[5]采用流固耦合有限元软件,建立了单沟槽 结构与空气的相互作用模型,模拟单沟槽在垂直 负荷作用下沟槽的开闭过程,模拟泵气噪声产生 过程。

以上研究成果对于人们了解轮胎噪声产生机 理具有重要的理论和实践指导意义,但是从空气 动力学角度对滚动轮胎引起周围流场产生的非线 性气动噪声的研究仍较少。

本工作首先基于流固耦合仿真,准确模拟滚 动轮胎与流场相互耦合的作用,进而提取流场中 的四极子声源进行声场求解,通过对比分析可视 化的声辐射分布、噪声声压级和频谱特性等,对轮 胎的管腔共振噪声进行探讨,为研究轮胎噪声的 产生机理提供一种全新的仿真求解思路。

1 流固耦合数值分析方法

轮胎噪声是滚动轮胎与周围流体间相互耦合 的综合效应,尤其是在轮胎的接地区域,滚动轮胎 与复杂的空气运动间强烈的相互作用不容忽视, 只有采用流固耦合方法才能准确模拟轮胎的实际 运动效应,从而保证从流场中捕捉的声源信息更

作者简介:赵崇雷(1992一),男,浙江温州人,易瑞博科技(北 京)有限公司工程师,硕士,主要从事轮胎噪声及湿滑性能的流固 耦合研究。

加准确。本研究滚动轮胎采用Abaqus/Explicit模 块进行求解,轮胎有限元仿真模型不仅提供了在 模拟工况下轮胎的变形、接地印痕、垂向力波动等 信息,同时也为流场仿真提供固体边界条件;实时 变化的轮胎固体边界周围的流场分析则采用商用 软件Flow Vision进行模拟,流体分析提供了轮胎 周围空气各时刻的流场分布信息,有助于深入了 解噪声产生机理。通过流固耦合边界面上实时的 信息传递,实现滚动轮胎的流固耦合仿真。

以一款205/55R22.5规格的轿车轮胎为研究 模型,通过修改轮胎花纹建立对比试验模型。轮 胎有限元模型的建模方法为:在Abaqus中将花纹 和胎体分开建模,并通过"Tie"关键字将这两部分 进行连接,采用该方法可为仿真建模提供便利, 同时对不同试验对比方案的模型进行变量控制, 保证胎体不变而替换轮胎花纹,可减小仿真建模 误差。基于实际试验方案,基本仿真工况为:垂向 力 4 410 N,充气压力 180 kPa,滚动速度 80 km•h⁻¹。

为进一步了解流固耦合建模过程,采用该款 带有真实花纹结构的轮胎模型进行说明。从轮胎 噪声声全息测试结果^[6]可知,轮胎噪声声源主要集 中在接地区域附近,即接地印痕前后端和胎侧部 位,因此在进行流场仿真时,为节省求解时间和计 算资源,空气域的几何尺寸为长度 800 mm(x轴 方向),宽度 600 mm(z轴方向),高度 160 mm (y轴方向),相应的流场边界设置如图1所示。

为提高求解收敛的速度,空气域初始条件设置沿x轴方向的初始流速为1 m•s⁻¹,初始条件不 会影响最终求解的结果。同时,对空气入口给定 非常小的质量流速0.123 kg•(m²•s)⁻¹(空气密度



为0.001 23 Mg • m⁻³, 流速为0.1 m • s⁻¹), 可以认 为流场为"准静止"状态, 此时流场仿真模型与实 际半消声室的工况十分接近。

轿车轮胎的花纹较细,考虑到轮胎花纹与路 面接触特性和滚动轮胎周围流场的复杂性,相应 的流体网格需要更加精细,并在生成流体网格时 对接地区域前端和胎侧部位的网格进行初始加密 处理,其空气域的网格划分如图2所示,采用矩形 笛卡尔网格划分。



图2 轮胎初始流场网格划分及细化处理

除了初始网格生成阶段对网格进行手动细化 处理外,还要采用子网格方法对流体网格进行自 适应处理。网格自适应即将原始网格进一步划分 为8个子网格或将相邻的8个子网格合并为一个网 格(属于一级自适应),其自适应方法可以根据固 体边界或指定某一区域进行网格自适应。为了精 确跟踪识别轮胎花纹几何的曲面边界,本工作采 用根据轮胎花纹和胎体表面进行网格自适应的方 法,其自适应结果如图3所示。截取距地面5 mm的 平面显示某个求解步时的网格自适应结果,该网 格自适应在轮胎瞬态滚动的每个增量步中都会根 据固体的边界表面进行网格自适应处理。

2 气动声学模型

声波是流场中的特殊现象,也受Navier-Stokes方程控制,理论上可以通过数值求解可压缩 流体的Navier-Stokes方程得到相应的声场,即直 接数值求解法,但是由于声能只是流体能量中很 小的一部分,而数值求解中的数值耗散和误差都 有可能会湮没真实的声场,同时一般求解的声场



图3 网格局部自适应结果

区域比核心流场区域大很多,如果直接求解需要 大量的计算时间和容量。

气动噪声问题的数值求解通常采用混合 (hybrid)方法^[7-8], Lighthill声类比理论(acoustic analogy)是目前应用最为广泛的混合法,其核心思 想是采用一种声传播模型,即选择一种波动方程 算子,将流场和声传播模型进行相似对比,以得到 等效声源项,如此将声源的产生和声源的辐射两 个过程分开求解。

Lighthill将流体运动基本的连续性方程和动 量守恒方程进行数学运算,组成非齐次波动方程 形式,然后将流场方程与声波方程对比,将相异部 分视为声源,其表达式如下:

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - c_0^2 \nabla^2 \rho = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial y_i \partial y_j}$$
(1)

式中, ρ 为流体的密度,t为时间, c_0 为声速, T_{ij} 为 Lighthill张量, y_i 和 y_j 为流体的位移。其中 T_{ij} 的表达 式为

 $T_{ij} = \rho u_i u_j + p \delta_{ij} + \tau_{ij} - c_o^2 \rho \delta_{ij}$ (2) $\exists \mathbf{r}, u_i \exists u_j \exists \mathbf{n} \mathbf{k}$ b $\mathbf{k} \mathbf{p}, p \exists \mathbf{n} \mathbf{k}$ b $\mathbf{k} \exists \mathbf{j}, \delta_{ij} \exists \mathbf{k}$ Kronecker $\mathcal{H} = \mathbf{r}_{ij} \exists \mathbf{n} \mathbf{k}$ the state of the set o

从方程(1)中可以看出,方程式左端为经典声 学方程的形式,右端为流体动力学引起的外界作 用力,作为声源项,同时右端的声源项为两阶空间 导数,这是典型的四极子声源。

Lighthill方程奠定了气动声学的理论基础,但 若不知道流体的声源,则无法求解该方程。随着 计算流体力学等方法的发展,Lighthill方程中的声 源项可通过CFD计算得到。本工作从流场中提取 声源项进行T_a的求解,从而进一步求解近场噪声。

为了获得Lighthill方程中的声源项,在流场中 设置声源提取box,以获取速度脉动,如图4所示。



图4 声源提取box位置示意

该矩形方块不给定任何边界条件,不影响流场的运动,只提取box中笛卡尔网格上的流场信息,并输出为CGNS文件。

由于流场求解时每个求解步都输出一个 CGNS文件,因此声源box可以提取轮胎瞬态滚动 中各个时刻下的流场信息,包含轮胎各种发声机 理引起的噪声,再进行时域或频域声场求解,可得 到噪声的频谱特性,以便对相应的轮胎噪声产生 机理进行分析。

3 管腔共振噪声机理

为了验证管腔共振噪声,本工作以带有4条纵 沟的条状花纹为研究对象,该模型以205/55R16轿 车轮胎为原型,通过修改花纹方式获得,其花纹纵 沟深度为4 mm。提取体声源的box的设置如图5 所示,纵沟沟槽内体声源box的长度为180 mm(x轴 方向),宽度为6 mm(z轴方向),高度为2 mm(y轴 方向)。沟槽内部的体声源box用来研究纵沟的管 腔共振噪声机理,声学仿真时设定的主要发声面 为接地前后端开口处的两个侧面。接地前后端体 声源box收集了4条纵沟中所释放出的气流波动信 息,能进一步验证纵沟花纹轮胎噪声产生机理,其 主要发声面设定为除靠近轮胎一侧的侧面和与路 面接触的地面外的其他4个面。

为了分析噪声产生机理,在声场中设置噪声 测点,提取声场中不同位置的噪声结果,并进行频 谱特性分析。提取噪声结果的场点主要放置在纵 沟沟槽的开口处,如图6所示,这样可分析沟槽内



图6 声场测点设置示意

部的局部声源发声与包含更为全面的横向声源的 发声关系。

声压级结果进行A计权,以接近人耳对声音频 率的敏感区域,其求解方程如下:

$$L = 10 \lg \frac{P_{\rm D}}{P_{\rm c}^2} \tag{3}$$

式中,L为声压级, $P_{\rm D}$ 为声音的功率谱密度, $P_{\rm r}$ 为参 考压力,其值为2×10⁻⁵ Pa。

花纹沟槽内声源的求解结果如图7所示。





分析接地前端和接地后端场点的频谱特性, 可以得出以下结论。

(1)由式(3)求得接地前端测点总声压级

为58.5317dB(A),接地后端测点总声压级为 67.9159dB(A),接地后端的噪声在各频段总体 上都大于接地前端。

(2)接地前端和接地后端测点在低频段的316 Hz处都存在噪声峰值,该峰值频率为空气扰动引 起的噪声。该噪声激励产生的频率在300 Hz附近, 是由轮胎运动和旋转空气阻力造成的空气扰动, 由于纵沟轮胎接近于光面轮胎,其旋转效应引起 的噪声相对于其他机理起主要作用。

(3)分析1000 Hz以上的中高频段,接地前后 端在1382 Hz处都存在噪声峰值,且接地后端的频 谱图中存在2769 Hz的峰值频率,该峰值分别对应 管腔共振的一阶和二阶峰值,可由管腔共振峰值 频率求解公式计算得到。

$$\lambda_n = \frac{2l_e}{n}$$

$$f_n = \frac{C_0}{\lambda_n}$$

$$(4)$$

$$n = 1, 2 \cdots$$

式中, *λ*_n为波长, *l*_e为管子的有效长度, *n*为模态阶次, *f*_n为管腔共振的峰值频率。

(4)管腔共振机理。考虑到本花纹沟槽内部 的声源box长度为180 mm,代入式(4)求得一阶 管腔共振频率为944 Hz,在频谱中并未有对应峰 值。假设仿真方法和求解得到的频谱特性图正 确,1 382 Hz为一阶管腔共振频率,通过式(4)反求 得到管腔的长度为123 mm,该长度小于实际box的 长度,因此实际管腔共振长度应小于接地印痕中 管腔的长度。综合接地前后端测点的频谱分析结 果,对于该声源box的求解,轮胎自身振动引起的 某阶频率噪声起主要作用,而1 000 Hz以上中高频 段管腔共振效应对总声压级的贡献较小。

接地前端声源的噪声仿真结果如图8所示。

分析测点3326和3202的频谱特性,可以得出 以下结论。

(1)测点3326和3202的频谱结果在316,1 384 和2 772 Hz处都存在峰值,证明1 384与2 772 Hz确 实为管腔共振引起的噪声,且316 Hz处峰值与单 沟内的声源box求得结果一致,对声压级的贡献起 主要作用,而1 384 Hz处的管腔共振噪声的声压赋 值明显增大,这是由于接地前端的声源box中收集



了4个纵沟中的管腔共振噪声。

由式(3)进行总声压级的求解,测点3326的总 声压级为71.2749dB(A),测点3202的总声压级 为76.0257dB(A),可以看出由接地前端的声源 box计算得到的总声压级比沟槽内部的声源box求 得的声压级大,但是都能反映噪声产生机理的主 要特征频率。

接地后端声源的噪声仿真结果如图9所示。



图9 接地后端声源声场仿真结果

分析测点2831和2676的频谱特性,可以得出 以下结论。

(1)在315 Hz处仍存在峰值,该峰值频率为空 气扰动引起的噪声,该频率的噪声对总声压级起 主要作用。

(2)与接地前端相比,接地后端管腔共振频率处的声压级并没有明显增大,说明接地前端存在管腔共振效应,而接地后端的管腔共振效应较小。虽然接地后端的管腔噪声相比其他峰值频率

的声压级小,但是在幅值上与接地前端box求得的 该频率处的管腔共振噪声幅值相差不大,只是其 他噪声机理引起的幅值增加较大,导致管腔共振 效应不突出。

(3)进行总声压级的求解,测点2676的总声 压级为88.7911dB(A),测点2831的总声压级为 83.9276dB(A),总声压级均大于接地前端声源 求解的结果。

4 结语

本工作基于流固耦合方法,实时模拟了滚动 轮胎和周围流体的相互作用,更为准确地反映了 轮胎的真实滚动工况。在此基础上提出全新的噪 声仿真方法,基于Lighthill理论,提取滚动轮胎周 围流场中的四极子声源,求解Lighthill张量,从而 求得滚动轮胎的气动噪声。通过在流场的不同位 置设定声源提取box,验证了轮胎管腔共振噪声产 生机理,证明了该方法的有效性。同时结合管腔 共振峰值频率求解公式分析了不同声学测点的噪 声频谱特性结果,得出纯纵沟轿车轮胎管腔共振 的有效长度应小于实际接地印痕中管腔的长度。

参考文献:

- Nakajima Y, Inoue Y, Ogawa H. Application of the Boundary Element Method and Modal Analysis to Tire Acoustics Problems[J]. Tire Science and Technology, 1992, 21 (2):66–90.
- [2] 王琦, 濯辉辉, 周海超, 等. 带束层结构参数对轮胎振动噪声的影响 分析[J]. 橡胶工业, 2018, 65(5): 490-494.
- [3] 冯希金. 卡车子午线轮胎振动噪声仿真技术研究[D]. 北京:清华大学,2015.
- [4] Sungtae K, Wontae J, Yonghwan P, et al. Prediction Method for Tire Air-pumping Noise Using a Hybrid Technique[J]. Journal of Acoustic Society of American, 2006, 119 (6):3799–3812.
- [5] 余洁冰, 臧孟炎. 轮胎泵气噪声的有限元仿真研究[J]. 机械设计与 制造工程, 2010, 39 (15): 48-50.
- [6] 周福强,王少红,于梅,等.卡车胎近场噪声实验及仿真研究[J].电 子测量与仪器学报,2016,30(5):669-675.
- [7] Wang C Y. Exact Solutions of the Unsteady Navier-Stokes Equations[J]. Applied Mechanics Reviews, 1989, 42 (11): 269–282.
- [8] Wang C Y. Exact Solutions of the Steady-state Navier-Stokes Equations[J]. Annual Review of Fluid Mechanics, 1991, 23 (1):159– 177.

收稿日期:2019-04-28

571

Research on Tire Pipe Resonance Noise Based on Quadrupole Sources

ZHAO Chonglei^{1,2}, HUANG Wei^{2,3}, MU Longhai^{1,2}, WU Mingyu¹, WEI Yintao¹

[1. Tsinghua University, Beijing 100084, China; 2. E-Rubber Technology (Beijing) Co., Ltd, Beijing 100084, China; 3. Qingdao University of Technology, Qingdao 266033, China]

Abstract: Based on fluid-structure coupling simulation, the tire pipe resonance noise was studied by computational aeroacoustic method. The interaction of fluid particles around a rolling tire was regarded as a dispersed quadrupole source. Based on Lighthill theory, the near-field noise and acoustic characteristics were further solved and analyzed. By comparing the sound radiation results and spectrum characteristics of the sound sources at the front end, rear end and tire side of the ground, the mechanism of the tire pipe resonance noise was verified.

Key words: tire noise; fluid-structure interaction; quadrupole source; pipe resonance noise

Nitto凭Trail Grappler SXS轮胎 进入动力户外市场

美国《现代轮胎经销商》(www.moderntiredealer. com)2019年5月29日报道:

Nitto轮胎美国公司于2019年6月发布其第1款 用于并排车辆的Nitto Trail Grappler SXS轮胎(见 图1)。这款新轮胎有30×9.5R15和32×9.5R15 两个初始规格。



图1 Nitto Trail Grappler SXS轮胎

该公司表示,Nitto Trail Grappler SXS轮胎采 用了Trail Grappler 轻型载重轮胎独有的Nitto技 术。这些创新包括在不牺牲胎面花纹块刚度的前 提下增强胎肩沟槽以获得更好的越野操纵性能, 以及采用计算机设计的胎面花纹块以优化胎面排 泥和排污能力。 Nitto产品规划和业务发展高级总监Angelo Naval表示: "Nitto很高兴能通过Trail Grappler SXS轮胎进入蓬勃发展的动力户外市场,我们利用 多年的经验在比赛中获胜同时证明越野轮胎体系 将使Nitto进入全新的市场。"

Trail Grappler SXS轮胎在2018年特种设备市 场协会(SEMA)展上展出,并在2019年HCR举办 的Can-Am UTV King of the Hammers进行了比 赛,在这场比赛中获得第三名。该公司表示,Nitto 车队的驾驶员通过沙漠高速行驶和技术性岩石翻 越,在恶劣的条件下证明了新轮胎的性能和越野 可靠性。

(张 钊摘译 赵 敏校)

一种斜交轮胎气密层胶料

由贵州轮胎股份有限公司申请的专利(公开 号 CN109679238A,公开日期 2019-04-26) "一种斜交轮胎气密层胶料",涉及的胶料配方为 天然橡胶 30~40,溴化丁基橡胶 45~55,氯 丁橡胶 10~20,炭黑 55~65,氧化锌 2~4, 氧化镁 0.1~0.5,硬脂酸 0.5~1.5,加工助剂 8~11,芳烃油 3~5,硫黄 0.2~0.8,促进剂 1~1.5。采用本发明胶料,可以提高轮胎气密层 的气密性,还兼顾成本,延长轮胎的使用寿命。

(本刊编辑部 储 民)