

轮胎恒速行驶噪声机理

关元洪

(上海交通大学振动、冲击、噪声研究所 200030)

董芹

[上海轮胎橡胶(集团)股份有限公司轮胎研究所 200072]

摘要 基于国内外研究成果,综述了关于轮胎噪声产生机理的定性及部分定量结论,指出轮胎恒速行驶时主要存在3类噪声机理:气流声、机械声和滤波放大机理。举例分析了几种典型花纹的噪声产生机理。同时,简述了轮胎噪声研究建模与预测的发展动向。

关键词 轮胎噪声,噪声机理,气流声,机械声,结构声

轮胎作为汽车必不可少的配件,人们对其噪声性能的要求日渐提高,这是因为,汽车高速行驶时(如轿车速度高于 $50 \sim 60 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$,载重车速度高于 $80 \sim 90 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 时),轮胎与地面相互作用产生的噪声是汽车的主要噪声源之一^[1],它严重影响车内乘客的舒适性和车外环境的安静性。而且,随着汽车安静型技术的发展,以及欧洲各国立法机构对汽车噪声总声级限制的加强,轮胎噪声的控制汽车整体噪声控制中占据了愈来愈重要的地位。

当然,我们可以从噪声传播途径上采取隔声、吸声等方法来控制轮胎噪声污染,但要积极有效地控制车内外噪声,还得从轮胎噪声声源本身着手;又因汽车通常恒速行驶,因此,我们首先得掌握轮胎恒速工况下的噪声机理。

1 轮胎恒速行驶噪声产生机理分析

按声源激励性质不同,轮胎噪声主要产生机理可分为以下3大类:

(1) 气流声机理

随着轮胎的滚动,与地面接触区的花纹沟中空气不断地被吸入与挤出,直接激励气体运动,形成一种气流噪声。

(2) 机械声机理

胎面花纹块不断撞击路面、轮胎结构的不均匀性以及路面的粗糙性等因素激发胎面花纹块及胎体的振动,从而辐射出机械噪声。

(3) 滤波放大机理

轮胎与路面接触处形成喇叭口几何体,对上述噪声起着滤波“放大”作用。另外,胎面花纹沟与路面所围空腔内的空气共振以及轮胎花纹块离开路面处形成的亥姆霍兹共振器等产生的噪声本属气流噪声,但由于具有对其它机理噪声不同程度的放大作用,故也归入“放大机理”部分进行讨论。

下面我们分别对这些机理进行较为详细的分析介绍。

1.1 气流声机理

1.1.1 空气泵噪声

1971年,Hayden首次提出空气泵(Air Pumping)原理^[2]。他指出空气泵是横向花纹轮胎的主要噪声机理。

如图1所示,在轮胎接地前缘处,由于胎面

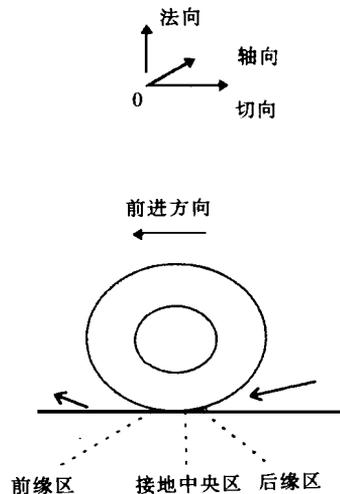


图1 空气泵机理示意图

作者简介 关元洪,男,29岁。1995年毕业于上海交通大学振动冲击噪声控制专业,硕士。现为上海交通大学讲师,从事噪声控制方面的教学与科研。

变形下沉,空气突然从被压缩的花纹沟及路面小空隙中挤出;在轮胎接地后缘处,轮胎离开路面,花纹沟及路面小空隙迅速扩张恢复,空气被吸入扩张的空腔,形成类似“抽空杯子”被快速揭开盖子导致空气迅速跑进杯内而产生的“爆扑”噪声,故称为空气泵(Air Pumping)声。这样,空气在接地前缘处被排出,在后缘处被吸入,产生了瞬态空气体积流,这种体积流产生了无方向性的单极子噪声源。

由此, Hayden 推导出在离声源距离 r 处,若胎面各列花纹均由并行排列的 n 个相同形状沟构成,则其噪声声压级 SPL 的工程计算公式为:

$$SPL(r) = 68.5 + 20\lg(gw/s) + 10\lg n + 20\lg(V) + 40\lg v - 20\lg r \quad (1)$$

式中, v 为轮胎前进速度, w 为单个花纹沟的宽度, g 为花纹深度, s 为花纹沟间周向间距,

V 为空气腔容积的微小改变量, Hayden 假设 V 为 10%。

空气泵机理的核心在于轮胎噪声的大小与接地前后缘单位时间内的瞬态空气体积流的流量直接相关。若单位时间内该体积流的流量越大,则空气泵噪声也越大。譬如在相同速度、负荷等情况下,直条状纵向沟产生的空气流很小,而横向沟的空气流却较大,故横向沟辐射的空气泵噪声比纵向沟大。

不过,我们应看到,由于该理论将轮胎接地前后缘的空气泵噪声视为简单的单极子源,且在计算噪声声压级时将所处声场视为自由声场,这与轮胎实际复杂声场相差较远(详见 1.3 节放大机理部分所述),故该理论的计算值有一定局限性。

1.1.2 其它空气动力性噪声

有些学者认为,还存在其它空气动力性噪声,如轮胎接地后缘的脱流旋涡的压力波动,轮胎旋转时产生的旋转噪声等。然而多数研究人员认为,有花纹轮胎在不光滑路面情况下,这两种机理影响较小,可以忽略不计。

1.2 机械声机理

轮胎胎体结构的不均匀性、路面的粗糙性以及轮胎花纹块不断撞击路面等多种因素直接激励了轮胎接地区胎体及胎面花纹块等的振动

而辐射出噪声(属空气声)。另一方面,这种振动将以弯曲波方式在胎体内传播,导致轮胎的其它位置辐射出噪声(属结构声)。这两种辐射的噪声以振动系统的多个固有振动频率为主要组成部分,对轮胎噪声的贡献是很重要的。

下面按轮胎接触路面的时间历程(如图 1 所示)来分析。

(1) 接地前缘

随着轮胎连续滚动,胎面花纹块不断撞击路面,主要引起胎面花纹块及胎体中低频段(1 kHz 以下)的法向振动(因为实测表明^[3],花纹块低于 1 kHz 的法向机械导纳较大,而高于 1 kHz 的法向机械导纳降低,故中低频段的法向振动较易被激发),而且法向振动与周围的声场耦合得较好,因此该振动对噪声贡献很大,产生了中低频段的噪声。特别是等节距花纹或花纹节距呈周期排列的轮胎,花纹块周期性地撞击路面,将使轮胎振动谱在花纹块撞击路面对应的啮合频率处明显增强,辐射出频率范围大约在 500~1 000 Hz 附近较强的窄带声。

(2) 接地中央区

由于该区花纹块被紧压在路面上,其法向与切向振动均较弱。然而,虽然这种振动量级很弱,但该振动若正好在花纹沟与路面所包围空腔的共振频率处,其声辐射效率将会较高。若胎面花纹沟设计不合理,与地面接触区的振动经空腔共振效应放大,所辐射的噪声幅值将超过轮胎接地前缘法向振动所辐射的噪声值(具体见 1.3 节所述)。因此该区的振动不容忽视。

(3) 接地后缘

花纹块与路面相摩擦,产生切线方向的变形,至接地后缘时,花纹块突然离开路面,失去粘着力,导致花纹块高频切向振动(切向机械导纳在高频处较大),从而辐射出高于 1 kHz 的噪声。尤其在光滑路面上,路面接触阻很大,高频切向振动的量级更大。但是,一般情况下,由于切向振动与周围空气的耦合没有像法向振动那样耦合得好,故切向振动对噪声影响不是很大。

另外,在轮胎胎面接地的整个过程中,轮胎轴向振动及胎侧振动的振幅均较小,对轮胎噪声的影响不大。

1984 年, Jennewein 等实测了纵向花纹轮

胎在光滑路面前进中,其法向、切向、轴向3个方向振动加速度的变化情况^[3]。他们发现:接地前缘区与中央区的法向振动谱之和,经花纹沟空腔共振及喇叭口的“放大”效应(见下文)修正之后,与轮胎接地前缘辐射出的噪声谱十分相似。这表明,纵向花纹轮胎在光滑路面上的法向振动是该轮胎的主要噪声机理。

1.3 其它因素对以上噪声源的滤波放大作用

1.3.1 喇叭口“放大”效应

1982年 Scharf 和 Ronneberger 首次发现^[4]:在轮胎接地前后缘处,轮胎与路面分别形成一个窄的喇叭形几何体,有声功率辐射公式:

$$L_w = 10 \lg(u^2 Z_r A_c) + 120 \quad (2)$$

式中 L_w ——辐射声功率级, dB;

u ——质点速度, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$;

Z_r ——声阻抗中声阻部分, $\text{Ns} \cdot \text{m}^{-3}$;

A_c ——喇叭口区的取样面积, m^2 。

由式(2)可知,由于该几何体的声阻抗较高,因此轮胎接地前后缘处的噪声均被“放大”。对 1.6~6.0 kHz 的高频区,辐射噪声至少增大 10 dB。对低于 1 kHz 的较低频率的声波,喇叭口“放大”效应将减弱(以 6 dB/oct 的速率降低),当声波波长与轮胎宽度相当时,则几乎无“放大”效应。1984年, Jennewein 等用互易原理在混响室内实测并证实了这一“放大”效应^[3],同时,还运用镜像原理简单解释了这一现象。据镜像原理可推测,随着轮胎与路面形成的接触角的增大,被隐藏的虚声源也增多,“放大”作用则相应减弱。

1.3.2 胎面花纹沟空腔内空气共振的放大作用

胎面花纹沟在与路面接触区被路面封闭,若该花纹沟有开口朝外,则形成一端或两端开口朝外的短管。轮胎滚动时,在与地面接触区,在路面粘滞作用下,轮胎胎体及花纹块产生切向振动和变形,并激励短管内空气脉动,辐射出噪声。这种噪声在短管的固有频率附近(对一端开口朝外的导管,将有 1/4 波长共振效应;对两端开口,有 1/2 波长共振)将被该短管共振效应所放大,这种放大作用小于喇叭口效应,但当轮胎在光滑路面或转鼓上滚动时,在 0.8~3.0 kHz 频率内的噪声至少放大近 10 dB。

开口短管的共振频率可通过下式计算:

$$f_0 = K \frac{C_0}{l + l} \quad (3)$$

式中, l 为短管的长度; l 为管口声辐射的长度修正值; C_0 为空气中的声速; K 为常数值,对一端开口朝外的沟, K 值取 1/4,两端开口的沟取 1/2。

1.3.3 亥姆霍兹(Helmholtz)谐振效应

两端封闭的横向沟(即“袋状沟”或“死沟”)在接地区被完全封闭,袋状沟中空气被过分挤压,至接地后缘处被打开时,花纹块突然离开路面,使原来在接地中央区被压缩的空气迅速从刚离开路面的第一个花纹沟与路面形成的喷口处喷出,沟内空腔与喷口形成了一个亥姆霍兹谐振器(沟中空气像一个弹簧振子,它与喷口处空气质量一起作用,产生了谐振现象),该谐振器发出很强的噪声,其频率主要集中在 1.5~2.5 kHz 处。该谐振频率可近似通过电声类比法求得^[5]:

$$f_0 = \frac{C_0}{2} \sqrt{\frac{S}{VL}} \quad (4)$$

式中, C_0 为空气中声速, S 为喷口面积, V 为空腔容积, L 为等效喷口长度。

这种效应由 Nilsson 在 1979 年首次发现^[6]。它实际上是前文提及的空气泵效应的特例,着重强调频率选择性的谐振放大作用。

相比之下,对于有一端或两端开口在外的花纹沟,这种谐振效应明显减小。

1.3.4 “轮胎/轮辋空腔”共振对车内噪声的影响

轮胎像一个弹簧,接地区胎面的振动将引起轮胎与轮辋间空腔或充气内胎(下文统称为“轮胎/轮辋空腔”)内空气的共振,它作用于轮轴,通过连接底盘与车轴的悬挂支架传播至车内,成为车内低频(500 Hz 以下)噪声。这种“轮胎/轮辋空腔”的共振频率 f 分以下两种情况来计算:

(1) 当轮胎下沉量接近零时^[7]

$$f = \frac{C}{L_C} \quad (5)$$

式中, C 为声速, L_C 为“轮胎/轮辋空腔”平均周长。

(2) 当轮胎有一定下沉量时^[8]

由于“轮胎/轮辋空腔”在接地处截面面积发生变化,有一定收缩(如图2所示),腔内声波发生部分反射,此时“轮胎/轮辋空腔”产生两个相邻的固有频率:

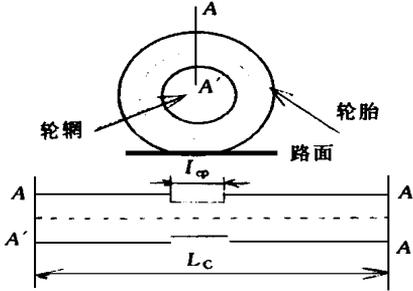


图2 有一定下沉量时的“轮胎/轮辋空腔”模型

$$f_1 = \frac{C}{L_C + (1 - m) I_{cp}} \quad (6)$$

$$f_2 = \frac{C}{L_C - (1 - m) I_{cp}} \quad (7)$$

式中, m 为管子断面面积收缩比, I_{cp} 为轮胎印痕长度。

由公式(5)~(7)可计算得,目前轮胎的“轮胎/轮辋空腔”共振频率一般低于500 Hz。

2 轮胎噪声研究的发展及最新动向

80年代以前,人们对轮胎噪声的认识处于定性和实测阶段。据流体/结构交互作用的经典理论,若知轮胎的振动方式,结合辐射边界条件,就可用克希霍夫-亥姆霍兹积分方程^[9]计算出轮胎振动辐射的噪声。因此,80年代末以来,许多学者相继对轮胎动态特性建立了模型,开展了轮胎振动特性的理论研究。

1988年,Vinasse E和Niclet H利用二维薄膜模型研究了旋转轮胎的振动弯曲波在胎内的传播^[10]。1989年,Kropp W利用Boehem提出的圆形环模型对光面无负荷轮胎进行了建模^[11]。他们在低频(小于250 Hz)范围内都有一定的准确度。其中,Kropp W得出,在高频段(800~2 000 Hz)内,轮胎的输入导纳与无边界平板相似。

由于轮胎花纹、配方等的复杂多样,用纯粹的解析方法很难准确预测轮胎噪声,近年来,随着计算机的高速发展,许多学者在前人建立的轮胎模型基础上,开始采用数值方法来分析预测轮胎噪声。

例如,1992年 Nakajima 等用有限元(FEM)、边界元(BEM)和模态分析相结合的方法对轮胎噪声进行了预测^[12]。他们首先运用FEM对轮胎结构的动态特性进行计算,同时,结合模态实验,分析出轮胎的固有振动模态。另外,根据已知的轮胎外轮廓和花纹块的序列,运用CAD方法,加上一些简化条件,得出了轮胎所受到的外力分布,从而计算出轮胎表面的振动速度,接着再利用声场辐射的亥姆霍兹积分方程及BEM,计算了轮胎辐射噪声的声压、声强分布和噪声贡献率。与实测对比表明,该计算结果有一定的准确度。

然而,虽然FEM和BEM在中低频段可以较准确地分析预测噪声,但在高频段,由于计算量大大增加,各种计算误差随之增大,则FEM和BEM不再适用。因此对高频段的计算,人们开始转向统计能量分析(SEA)法。统计能量分析法适宜于解决声振系统中高频动力学问题,它的基本假设是:声振系统振动噪声能量的传递关系类似于热力学中热能的传递,振动噪声功率流正比于子系统高频处的模态能量差异。1996年, Lee J J等正是运用这一观点研究了轮胎和胎侧结构噪声分布规律^[13]。

3 结语

综上所述,对于光面轮胎或纵向花纹轮胎,轮胎法向振动是其主要噪声源;而横向或纵横交错花纹轮胎,主要噪声机理为空气泵效应或亥姆霍兹谐振效应和胎体与花纹块振动形成的机械噪声等。

由于轮胎噪声机理相当复杂,目前对之准确定量建模和有关分析理论尚未完全成熟,还需对轮胎噪声机理及其预测作进一步的研究。从研究方法来讲,可以首先建立起轮胎动态特性的合适模型,然后根据波动声学理论,对中低频段噪声,结合运用FEM、BEM和模态分析;对高频段噪声,可采用SEA方法。这样,综合运用各种方法,相信可在较宽频段内较为准确地预测轮胎噪声。

参考文献

- 1 Heokl M. Tyre noise generation. *Wear*, 1986(113): 157~170
- 2 Hayden R E. Roadside noise from the interaction of a rolling

- tyre with the road surface. In: Malcojn J Crocker. Proc. of Purdue Noise Control Conference. Indian: Purdue Uneversity Imfayette, 1971. 59 ~ 64
- 3 Jennewein M. Investigations concerning tyre/ road noise sources and possibility of noise reduction. I. Mech E., 1984, C150/ 84: 235 ~ 245
 - 4 Schaaf K, Ronneberger D. Noise radiation from rolling tires-sound amplificationy the ' Horn-Effect '. Inter-Noise, 1982 (5). 131 ~ 134
 - 5 赵松龄. 噪声的降低与隔离(下册). 上海: 同济大学出版社, 1985. 55
 - 6 Nilsson N A, Soederquist S, Bennerhult O. Air resonant radiation, a possible mechanism of high frequency noise from cross-bar tires. IFM Akustikbyran Technical Report, 1979, 6. 084. 02
 - 7 Sakata T, Horimura H, Ide H. Effects of tire cavity resonance on vehicle road noise. Tire Science and Technology, TSTCA, 1990, 18(2): 68 ~ 79
 - 8 Thompson J K. Plane wave resonance in the air cavity as a vehicle Interior noise source. Tire Science and Technology, TSTCA, 1995, 23(1): 2 ~ 10
 - 9 诺顿 M P. 工程噪声和振动分析基础. 盛元生, 顾伟豪, 韩建民, 等译. 北京: 航空工业出版社, 1993. 113 ~ 115
 - 10 Vinesse E, Nicollet H. Surface waves on the rotating tyre: an application of functional analysis. Journal of Sound and Vibration, 1988, 126(1): 85 ~ 96
 - 11 Kropp W. Structure-borne sound on a smooth tyre. Applied Acoustics, 1989, 26: 181 ~ 192
 - 12 Nakajima Y, Inoue Y, Ogawa H. Application of the boundary element method and modal analysis to tire acoustics problems. Tire Science and Technology, TSTCA, 1992, 21(2): 66 ~ 90
 - 13 Lee J J, Ni A E. Structure-born tire noise stastical energy analysis model. Tire Science and Technology, TSTCA, 1997, 25(3): 177 ~ 186

第十届全国轮胎技术研讨会论文

Tire Noise-generating Mechanism at Constant Speed

Guan Yuanhong

(Shanghai Jiaotong University 200030)

Dong Qin

[Shanghai Tire and Rubber (Group) Co., Ltd. 200072]

Abstract The qualitative and partly quantitative conclusions of tire noise-generating mechanisms are drawn from the previous studies. It is pointed out that there are 3 types of tire noise-generating mechanisms at constant speed, i. e. airflow noise, mechanical noise and filter amplification mechanisms. The noise-generating mechanisms of some typical tread patterns are analysed for example. The developing trend of the model establishment and prediction for tire noise are briefly discussed.

Keywords tire noise, noise-generation mechanism, airflow noise, mechanical noise, structure noise

辽轮集团公司全钢载重子午线轮胎二期工程生产出第1条非考核轮胎

1998年12月19日, 辽宁轮胎集团有限责任公司年产20万套全钢载重子午线轮胎二期工程生产出第1条非考核轮胎——11R22.5无内胎子午线轮胎。这标志着辽轮集团公司全钢载重子午线轮胎二期工程主体设备安装工作已圆满结束, 并进入调试阶段, 比合同计划提前了1年。

辽轮集团公司20万套全钢载重子午线轮胎工程是辽宁省“八五”期间的重点技改项目之一, 也是原化工部十大技改项目之一。工程总

投资4.8亿元, 将以生产无内胎全钢载重子午线轮胎为主, 技术含量高, 市场前景广阔。二期工程投产后将形成年产35万套全钢载重子午线轮胎的生产能力。

辽宁省委、省政府也非常关心工程的进展情况。在设备安装期间, 省委书记闻世震、省长张国光、省委副书记孙春兰、常务副省长郭廷标和副省长陈政高等领导先后到辽轮进行了现场调研和视察, 并指示辽轮一定要早日达标投产, 抢占市场。

(辽宁轮胎集团有限责任公司
秦首先供稿)