文章编号：1006-1355(2017)04-0223-04

# 基于P/T灵敏度预测车内轰鸣噪声

毛　杰，朱　凌，刘显臣，彭　鸿，郭志伟，黄新华

（吉利汽车研究院(宁波)有限公司，浙江 宁波 315336）

**摘　要：**搭建某车型的整车有限元模型，并对动力总成的当量模型进行详细说明。基于P/T灵敏度方法计算动力总成质心扭矩激励下的车内噪声，发现其在3 350 r/min～3 750 r/min范围内超出目标线，存在轰鸣风险。为验证该方法的有效性和可靠性，进行3档WOT工况下车内噪声测试，结果显示在上述转速带内存在轰鸣现象，从而证明了P/T灵敏度方法的正确性。

**关键词：**声学；P/T灵敏度；轰鸣；动力总成当量模型

**中图分类号：**U461.4　　**文献标识码：**A　　**DOI编码：**10.3969/j.issn.1006-1355.2017.04.045

# Interior Booming Noise Prediction via P/T Sensitivity

*MAO Jie*, *ZHU Ling*, *LIU Xian-chen*,
*PENG Hong*, *GUO Zhi-wei*, *HUANG Xin-hua*

( Geely Aotumotive Research Institute (Ningbo) Co. Ltd., Ningbo 312336, Zhejiang China )

**Abstract** : A full-vehicle finite element model is built and the powertrain equivalent model of the vehicle is described in detail. Interior noise excited by the unit torque at the powertrain centroid is calculated using P/T (Pressure/Torque) sensitivity method. It is found that the predicted noise between 3 350 r/min and 3 750 r/min is above the target limit, which means that the booming risk exists. To validate the P/T method, an interior noise test at the 3rd gear under WOT condition is conducted. The measured results indicate that the booming problem exists in the same speed range as mentioned above, which verifies the accuracy of the P/T sensitivity method.

**Key words** : acoustics; P/T sensitivity; booming; powertrain equivalent model

汽车轻量化设计是现阶段汽车研发的方向，但与NVH性能是一对矛盾体，一些关键区域的钣金件厚度减薄将恶化车内的振声性能，易引起车内轰鸣噪声。所谓轰鸣，即当汽车以某些特定的速度行驶或者发动机以某些特定的转速运行时，在车内出现明显声压级峰值，严重影响车内声学品质。

轰鸣属于低频噪声，频率范围通常在200 Hz以下，根据激励方式的不同可以分为发动机怠速轰鸣（20 Hz～35 Hz）、发动机WOT（Wide-open throttle）轰鸣（200 Hz以下）、传动系统轰鸣（30 Hz～80 Hz）、排气系统轰鸣（20 Hz～100 Hz）、路噪轰鸣（20 Hz~100 Hz）、车身轰鸣（关注声腔模态频率附近的钣金件整体模态，1阶声腔模态为50 Hz～60 Hz、2阶为100～110 Hz）[1]。在上述问题中，发动机WOT轰鸣由于工况恶劣、激励大且频域宽，是整车开发过程中最易出现且最难解决的NVH问题之一。为此，如何在设计阶段实现车内轰鸣的有效预测与风险控制，成为业内关注的问题。

在乘用车轰鸣问题研究方面，赵静等基于试验分析了某型轿车车内轰鸣的特性、发动机隔振特性、车内各壁板的振动特性以及顶棚模态试验和空腔声学模态，明确该轰鸣由发动机2阶振动通过悬置传递到车身并使顶棚和空腔模态发生耦合引发，通过加强顶棚刚度来抑制振幅以控制轰鸣[2]。闫硕等研究了某款SUV怠速车内低频轰鸣机理，采用仿真与试验结合的手段确定轰鸣产生的根源，并通过加厚前风挡玻璃使轰鸣幅值降低16.6 dB(A)[3]。谷玉川等通过整车车内噪声测试并对副车架进行模态分析，明确2 400 r/min附近轰鸣来自发动机2阶激励与前副车架第1阶模态发生共振，进而设计动力吸振器以抑制前副车架的共振，改善整车NVH特性[4]。

虽然业内研发人员已对车内轰鸣开展了许多工

**收稿日期：**2017-02-06

**作者简介：**毛杰（1987－），男，浙江省余姚市人，博士，主要研究方向为汽车及发动机NVH仿真开发。
E-mail: maojie1987@zju.edu.cn

作,但从上述工作中可以看到,轰鸣问题都是在实车阶段暴露出来,而如何在设计开发阶段对轰鸣风险进行有效预测和控制是一个亟待解决的难题。在设计过程中,由于缺乏基于样车以开展激励采集,无法求解整车WOT工况下的车内声学响应,即无法预知WOT轰鸣风险。针对这个问题,文中采用P/T声学灵敏度和声学有限元方法,在动力总成质心加载绕曲轴轴线的宽频力矩,基于模态叠加法提取驾驶员耳旁的声压级,评估是否存在具有轰鸣风险的转速带。最后,通过试验验证上述转速带是否实存在轰鸣问题,用来验证分析方法的有效性和可靠性。

## 1 分析理论

### 1.1 声学有限元方法

声学有限元方法是汽车低频分析的常规方法,其总方程为[5]

$$\left(\boldsymbol{K}_a+\mathrm{j}\omega\boldsymbol{C}_a-\omega^2\boldsymbol{M}_a\right)\cdot\boldsymbol{p}_i=\boldsymbol{Q}_i+\boldsymbol{V}_{ni}+\boldsymbol{P}_i=\boldsymbol{F}_{ai} \tag{1}$$

式中 $\boldsymbol{Q}_i$ 为输入的声源向量;$\boldsymbol{V}_{ni}$ 为输入的声质点法向速度向量,即声质点法向速度边界条件;$\boldsymbol{P}_i$ 为输入的声压向量,即声压边界条件;$\boldsymbol{F}_{ai}$ 为声学激励;$\boldsymbol{p}_i$ 为求解的网格节点声压;$\boldsymbol{K}_a+\mathrm{j}\omega\boldsymbol{C}_a-\omega^2\boldsymbol{M}_a$ 为方程矩阵,为稀疏矩阵。

### 1.2 P/T灵敏度方法

在动力总成质心施加一个绕曲轴轴线的宽频力矩$T$,通过动力总成将激励传递到车身和副车架上,进而基于一系列传递路径激发车身产生振动,最终通过车身结构和车内声腔的结构-声耦合,得到车内驾驶员或乘客耳旁的声学响应$P$。因此,P/T声学灵敏度传递函数$H(f)$可以表示为[6]

$$H(f)=\frac{S_{PT}(f)}{S_{TT}(f)} \tag{2}$$

式中 $S_{PT}(f)$ 为声压$P$与力矩$T$的互功率谱;$S_{TT}(f)$ 为力矩$T$的自功率谱。

## 2 整车与动力总成建模

整车模型包括车身、开闭件、底盘、动力总成和内外饰等。其中,为了在保证模型精度基础上提高计算效率,内外饰系统以配重(质心坐标、质量和转动惯量等)的形式体现在模型中,如图1所示。

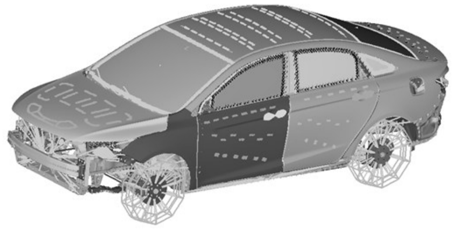

图1 整车有限元模型

为了有效评估动力总成扭矩激励下的车内声学响应,需要对动力总成进行准确建模。一般来说,动力总成可以用以下2种方式分别建模:

(1) 动力总成有限元模型。该模型可以考虑动力总成的弹性变形,同时也可以更加真实地模拟出动力总成与车身之间的相互作用。然而,这也急剧增加了整车模型的自由度,严重影响计算效率;

(2) 动力总成当量模型。该模型包括动力总成质心坐标、质量和转动惯量,相较于上述有限元模型可以大幅提升计算速度,但是它无法考虑动力总成弹性模态与车身之间的耦合关系。然而,考虑到内燃机的设计要求,一般需要保证动力总成的整体模态高于200 Hz,使得动力总成模态与发动机主谐次激励有效解耦,避免整机共振。同时,由于整车低频轰鸣噪声重点关注200 Hz以下的频段,因此,文中采用动力总成当量模型来代替有限元模型,在保证准确度的基础上缩短分析周期。

动力总成当量模型如图2所示。车型采用1.4 t四缸直列汽油机和6速手动变速器,动力总成质量约为190 kg,通过试验测量其转动惯量($I_{xx}$、$I_{yy}$、$I_{zz}$)和惯性矩($I_{xy}$、$I_{yz}$、$I_{zx}$)如表1所示。

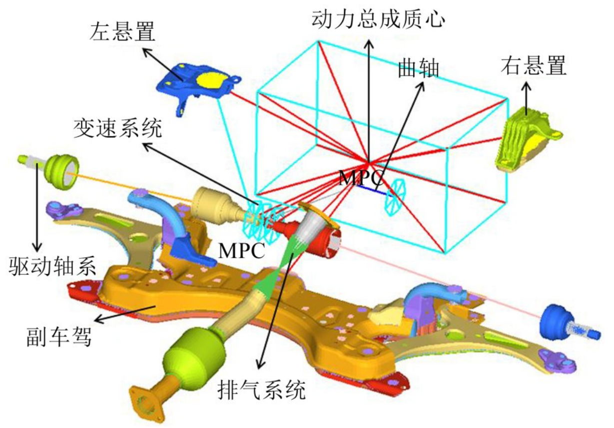


图2 发动机当量模型

表1 发动机当量模型参数

| 转动惯量 | 数值/(t•mm$^{-2}$) | 惯性矩 | 数值/mm$^4$ |
|---|---|---|---|
| $I_{xx}$ | 1.2×10$^4$ | $I_{xy}$ | −1 190 |
| $I_{yy}$ | 5 880 | $I_{yz}$ | 2 350 |
| $I_{zz}$ | 1.1×10$^4$ | $I_{zx}$ | −170 |

动力总成的质量和转动惯量定义在其质心坐标下,接着通过3条路径传递发动机的燃烧激励和惯性激励:

(1) 动力总成与悬置系统的连接。该连接将发动机激励通过悬置传递到车身上,是引起车内振声响应的主要路径。在建模时,需要考虑悬置的衬套

动刚度，一般与静刚度之间存在1.4倍的关系。通过试验测取各个悬置$X$、$Y$和$Z$向动刚度，分别用参数$K1$、$K2$和$K3$表示，如表2所示。

表2 悬置动刚度参数

| 悬置 | $K1$ | $K2$ | $K3$ |
|---|---|---|---|
| 左悬置 | 162 | 180 | 190 |
| 右悬置 | 165 | 75 | 170 |
| 后悬置 | 190 | 15 | 15 |

(2) 动力总成与传动系统的连接。该连接是发动机扭矩从曲轴输出、经过变速系统到驱动轴的路径，建模如图3所示。

机体与曲轴之间的主轴承用零长度的弹性单元模拟，并设绕曲轴方向的刚度值为10 N/mm，其他方向的刚度非常大，以此仿真曲轴的转动。飞轮惯量定义在曲轴当量模型的另外一端，并通过多点约束(Multiple point constraint，MPC)单元模拟传动比。由于轰鸣问题一般通过3档WOT工况评估，在MPC单元上定义3档和主减速器的传动比，其值分别为1.276和4.588。

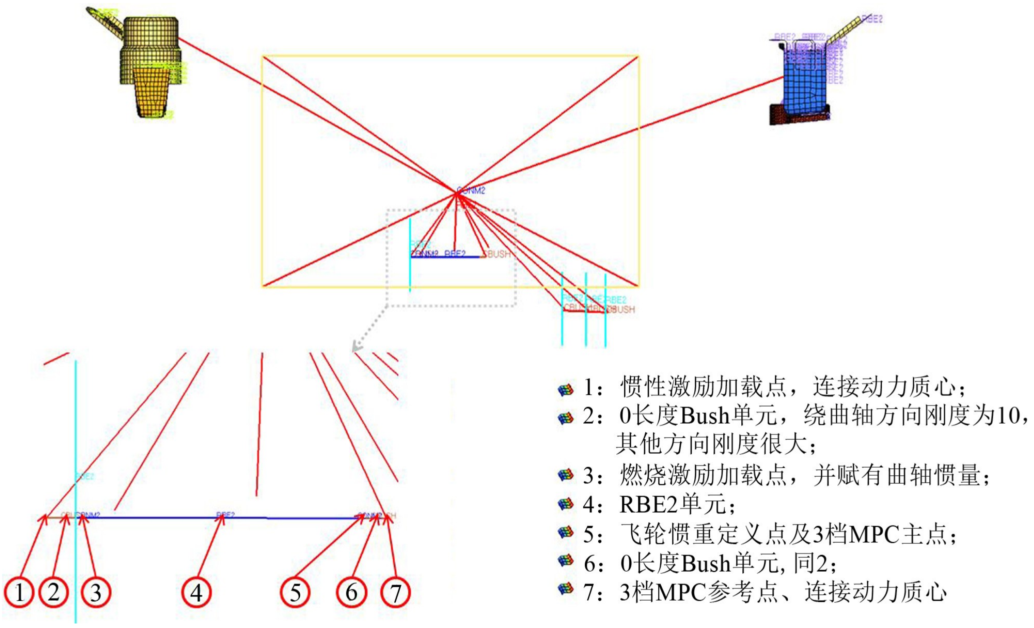


图3 动力总成与传动系统的连接建模

(3) 动力总成与排气系统的连接。该连接通过螺栓将前置催化器和排气管固定，两者之间有密封垫的作用。为了简便起见，可以将两者进行刚性连接。

动力总成的建模直接影响到发动机激励的传递路径，因此建模过程需要引起研发人员的重视。

## 3　灵敏度仿真与验证

建模完成后，一般通过模态分析确认系统之间是否有连接上的问题，并通过车身和底盘模态分析，初步评估模态频率是否在合理的范围内。确认整车有限元模型无误后，可以开展动力总成质心灵敏度的仿真计算。选取发动机质心点为激励点、方向为绕曲轴转动(与曲轴转动方向相反)的1 000 N·mm扭矩，加载频率范围根据实际情况而定。以本车型为例，1.4 t四缸机主谐次为2阶，考虑的WOT工况下转速为1 000 r/min～5 000 r/min，对应的2阶频段为33.3 Hz～166.7 Hz，则将此频段作为加载扫频范围即可。

经计算后，得到本车型动力总成质心声学灵敏度结果，如图4所示。

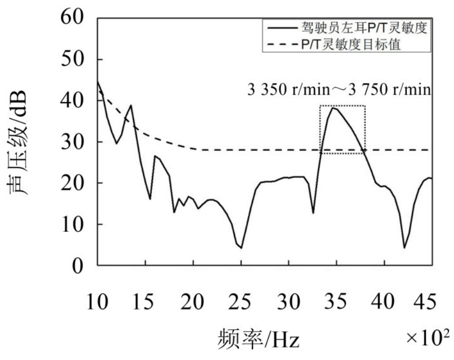


图4 驾驶员左耳动力总成质心声学灵敏度仿真结果

图中实线为驾驶员左耳2阶声压级随转速变化的曲线图，虚线为P/T灵敏度目标线(发动机固定扭矩激励下的车内声压级)。从图中可以看到，车内声压级总体上在目标线以下，但是在3 350 r/min～3 750 r/min范围内出现明显的超标现象，该现象很可能引发轰鸣问题。

为了评估基于P/T灵敏度预测车内轰鸣噪声的

有效性和可靠性，开展WOT工况下的车内噪声采集试验。试验在整车消声室的转鼓试验台上进行，这样可以排除风噪的影响，同时路噪的贡献也会小很多。在3档WOT工况下，开展了转速为1 300 r/min～4 500 r/min的驾驶员左耳声压级测试，结果如图5所示。

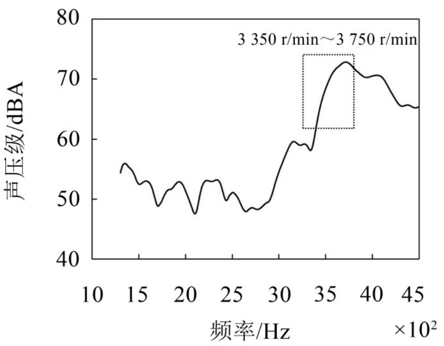


图5 WOT工况下车内噪声测试结果

测试发现，车内WOT工况下噪声总体上随着发动机转速的提升而增大，在3 000 r/min以下，车内噪声的增幅相对较为缓慢，但在3 350 r/min以上，车内噪声出现陡峭上升，最高到达3 750 r/min。与此同时，通过主观评测发现，在3 350 r/min～3 750 r/min范围内，驾驶员耳旁出现明显的轰鸣，对于人耳的压迫感非常强，严重影响声学品质。此外，该转速范围与动力总成质心灵敏度仿真的风险转速带非常吻合，从而证明灵敏度分析对于车内轰鸣预测的有效性和可靠性。

## 4 结 语

搭建某轿车整车有限元模型，评价动力总成质心声学灵敏度与车内轰鸣之间的对应关系，用于在设计阶段有效预测车内轰鸣问题出现的风险。研究发现，在3 350 r/min～3 750 r/min转速带内，质心灵敏度仿真中出现明显的峰值，同时在车内噪声测试过程中出现了轰鸣问题，从而验证了文中基于P/T灵敏度预测车内轰鸣风险的有效性和可靠性。

**参考文献：**

[1] 王海涛，刘鹏，李平，等. 关于某SUV车内轰鸣声的分析与研究[J]. **汽车工程学报**，2012，2(6)：464-467.

[2] 赵静，周鋐，梁映珍. 轿车乘坐室轰鸣声的分析与控制研究[J]. **设计计算研究**，2009，10：16-20.

[3] 闫硕，赵云，康菲. 某款SUV车内轰鸣声问题研究[J]. **农业装备与车辆工程**，2015，53(11)：61-63+76.

[4] 谷玉川，樊帆，龙书成. 应用动力吸振器降低车内轰鸣噪声[J]. **噪声与振动控制**，2014，34(2)：181-184.

[5] THOMPSON L L. A review of finite-element methods for time- harmonic acoustics[J]. **Journal of the Acoustical Society of America**, 2006, 119(3): 1315-1330.

[6] 侯臣元，汪晓虎，王亮，等. 汽车P/T灵敏度传递路径分析[J]. **噪声与振动控制**，2015，35(5)：116-120+125.

（上接第187页）

从结构参数角度进行的研究表明，改变结构参数，会获得具有某个频率范围的声子晶体带隙。因此，可以根据某一个具体的噪声环境，设计出具有某个频率范围带隙（最大隔声量）的层状复合结构隔声构件。

**参考文献：**

[1] LEGAULT JULIEN, ATALLA NOUREDDINE. Sound transmission through a double panel structure periodically coupled with vibration insulators[J]. **Journal of Sound and Vibration**, 2010, 329(15): 3082-3100.

[2] MU RUI LIN, TOYODA, MASAHIRO, et al. Sound insulation characteristics of multi- layer structures with a microperforated panel[J]. **Applied Acoustics**, 2011, 72 (11):849-855.

[3] KURRA SELMA. Comparison of the models predicting sound insulation values of multilayered building elements [J]. **Applied Acoustics**, 2012, 73(6-7): 575-589.

[4] 陈卫松，邱小军. 多层板的隔声特性研究[J]. **南京大学学报**（自然科学），2005，41(1)：91-97.

[5] 文钢，董华玉，张晓兵，等. 多层均匀材料复合结构的声反射透射特性研究[J]. **武汉理工大学学报**（交通科学与工程版），2008，32(5)：899-902.

[6] YU D L, LIU Y Z, WANG G, et al. Low frequency torsional vibration gaps in the shaft with locally resonant structures[J]. **Phys. Lett. A**, 2006, 348(3): 410-415.

[7] WANG G, WEN X S, WEN J H, et al. Quasi one-dimensional periodic structure with locally resonant band gap[J]. **Journal of Applied Mechanics**, 2006, 73(1): 167-170.

[8] 郁殿龙，温激鸿，刘耀宗，等. 充液周期管路的轴向振动带隙特性[J]. **机械工程学报**，2009，45(9)：36-40.

[9] 蔡力，韩小云，温熙森. 一维声子晶体振动带隙的带边模式研究[J]. **机械工程学报**，2011，47(9)：90-96.

[10] 张振国，刘英，张恒. 基于声传递理论的层状一维二组元声子晶体的隔声降噪研究[J]. **材料导报**，2013，27(169)：155-158.