驱动桥异响原因分析

姜致强，徐勇，饶剑文

江西江铃底盘股份有限公司　江西抚州　344000

摘要：某车型开发阶段，主机厂进行NVH主观驾评时，整车在20～120km/h带挡加减速和空挡滑行一直存在“嘶嘶”声问题，经对后桥ABA互换分析，确认“嘶嘶”声由后桥产生，结合采用8D思路对后桥的人、机、料、法等方面进行确认，找出“嘶嘶”声根本原因，并制定了改进方案，解决该类型的后桥NVH问题，提升了客户的驾驶体验。

关键词：后桥；主观驾评；NVH

随着汽车行业由高速发展转变为高质量发展，乘客对驾驶体验的要求越来越苛刻，整车NVH技术飞速发展，底盘NVH问题日益凸显。驱动后桥作为动力传动的重要组成部分，不仅承受着发动机传来的激励，本身也是激励源之一，其NVH性能直接影响整车的舒适性。

后桥噪声主要有齿轮的啮合噪声、轴承运转噪声及齿轮啮合动态激励与冲击经过轴承的传递而引起的桥体结构振动产生的辐射噪声，这些都会破坏车内乘客的驾驶体验。本文也将重点分析以上激励源，分析“嘶嘶”声异响原因，制定优化方案。

故障现象

某新车型属性签发中，共驾评5台，发现有一台N310MCA汽油车20～120km/h带挡加减速和空挡滑行一直存在“嘶嘶”声问题，其余4台也均存在该声音，但是可接受。

主机厂对故障车及合格车的后桥总成进行ABA互换分析，发现“嘶嘶”声故障随后桥走，因此可判断故障由后桥引起。

对故障后桥及合格后桥使用西门子LMS振动噪声检测试验系统进行客观数据采集，分析“嘶嘶”声的阶次及频率（见图1）。

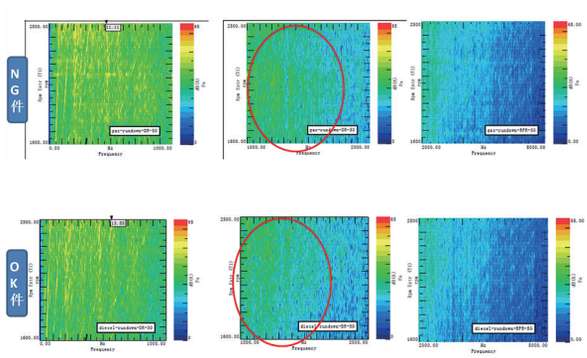


图1　“嘶嘶”声阶次及频谱

通过图1可判断：该“嘶嘶”声无明显阶次，通过频率过滤模式进行判断，初步勉强判断该频率约为1000～3000Hz段整体噪声。

确定激励源

1）为准确定位后桥内部故障，对后桥内部子零件进行ABA互换，如图2所示。



图2　主减总成ABA互换

结果：“嘶嘶”声大部分跟着主减走，因此判断后桥主减为“嘶嘶”声的主要原因。

2）该声音在加减速工况均存在，而且踩放节气门无任何变化，并且如果存在齿面故障，会出现明显阶次噪声，故可排除齿轮齿面问题。

3）将故障件主减退回在台架上进行近场噪声测试发现，主要是在2400Hz附近的固有频率噪声，如图3所示。对该频率段的噪声进行分析，符合轴承滚道声的特征（声音频率成分不变，高于1000Hz）。

4）依次对调主减内4个轴承，包括主齿内、外轴承和2个差速器轴承（见图4）。

结果：

1）轴承本体为“嘶嘶”声的主要贡献因子，但不一定是全部原因。

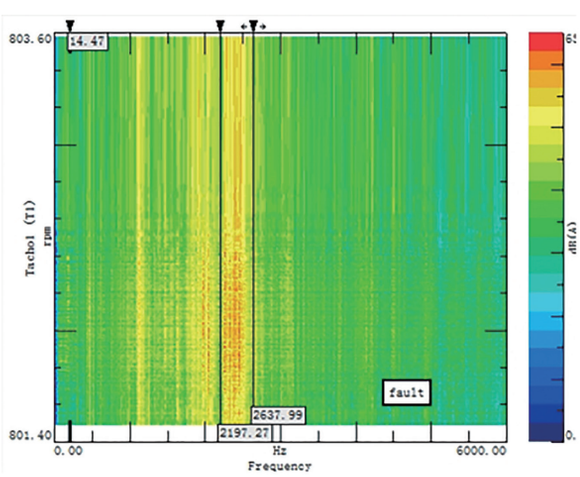


图3　故障件主减噪声测试频谱

2）怀疑轴承装配可能对该声音存在一定的影响。

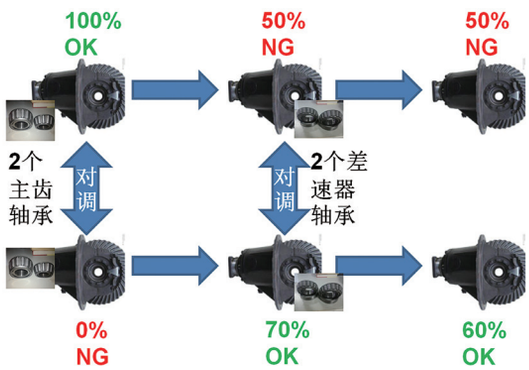


图4　主减内轴承互换

轴承振动噪声机理及验证分析

根据相关资料将轴承噪声包括：轴承固有噪声、因设计和工艺加工误差而形成的噪声以及伤痕和夹杂物引起的噪声。

1.轴承固有噪声

这种噪声是由于轴承旋转而发生的一种平稳、连续的噪声，它是一个基本噪声。该噪声由弹性套圈弯曲的固有振动引起，这种振动在径向和轴向方向上都存在。在数学上可以用卷积分来描述：设弹性交变力为F（t），系统的阻尼为c，系统质量为m，系统弹簧刚度为k，则系统数学方程为

$$m_y^{''} + c_y^{'} + k_y = F(t) \tag{1}$$

其微分方程为

$$Y(t) = \frac{1}{m\omega_d}\int_0^t F(t)e^{-\xi\omega_n(t-\tau)}\sin\left[\omega_d(t-\tau)\right]d\tau \tag{2}$$

式中　ω_n——无阻尼系统的固有频率；

ω_d——无阻尼系统的固有频率；

ξ——黏性阻尼比。

固有振动引起的噪声的显著特点是：即使回转速度发生变化，但噪声的主频率几乎不变，即主频率与转速无关，但声压级随着转速的提高而增加。可以通过提高套圈端面的平面度、增加套圈厚度等方法使固有噪声得到改善。

验证分析：该“嘶嘶”声故障有OK件及NG件，且该噪声声压级随着转速的提高而未增加，排除轴承固

有噪声。

2.因设计和工艺加工误差而形成的噪声

这种噪声是由轴承设计或工艺制造误差造成的，它主要包含5种噪声。

（1）滚道噪声　验证分析：分别测试了总成综合预紧力在1.5N·m、2.2N·m、3.2N·m、5.3N·m、6.5N·m和7N·m下的桥总成噪声，即改变轴承径向游隙及轴承座刚性，“嘶嘶”声的声压级与轴承预紧力关系不大，可排除其影响（见图5）。

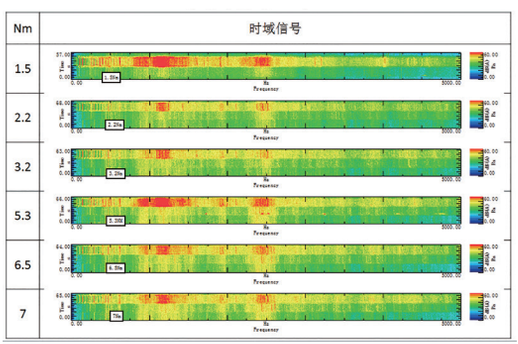


图5　不同预紧力情况下的总成噪声

（2）滚动体噪声　验证分析：主减轴承采用润滑油润滑，LMS振动噪声检测试验系统进行客观数据采集，分析“嘶嘶”声无明显阶次，排除轴承滚动体噪声，如图6所示。

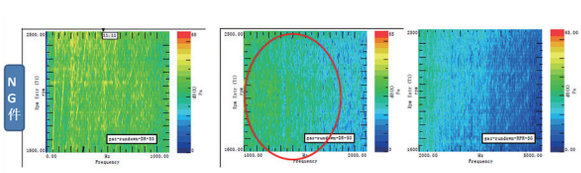


图6　主减轴承噪声测试结果

（3）保持架噪声　保持架噪声是轴承在旋转过程中保持架的自由振动以及保持架与滚动体或套圈相撞击而发出的，一般情况下这种噪声是由于滚动体和保持架、保持架与引导面之间的滑动摩擦而引起。保持架和滚动体发生相互撞击而发出的声音具有周期性。

验证分析：对NG轴承保持架检查，无撞击痕迹，排除保持架噪声。

（4）轴承圈噪声　滚动轴承噪声基本是由轴承圈的振动引起。其中轴承圈的结构、刚度、制造精度、安装条件及使用情况等因数对其振动影响较大。

验证分析：

1）随机抽取库存轴承样品进行检测，轴承内外滚道及滚子的表面粗糙度和径向波纹度均符合要求。

2）故障件、合格件、5.4万耐久件的壳体三坐标检测结果均OK。

3）原轴承精度为P0级，更换为更高等级P6级主减内外轴承进行装车验证，效果有改善。

综合以上三点，可以排除轴承圈噪声。

（5）尖鸣噪声　轴承径向游隙大时易产生。

验证分析：主减轴承采用润滑油润滑，故障NG主减无径向位移，排除尖鸣噪声。

通过以上验证分析，可以排除以上5种由轴承设计或工艺制造误差造成的噪声。

3.由伤痕及夹杂物引起的噪声

该类噪声主要是由不规范生产导致的碰伤、卡伤或由于发生疲劳剥落、锈蚀斑痕以及夹杂物进入轴承工作面引起的。

（1）伤痕噪声　当滚动表面有裂纹、碰伤、压坑和锈斑时，就会产生周期性的振动和噪声。

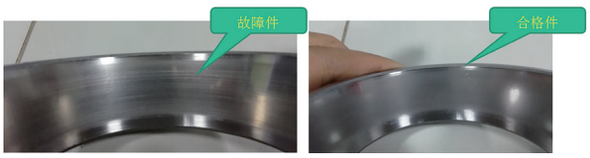
验证分析：对故障件轴承进行检测，滚道及滚珠表面无裂纹、碰伤、压坑和锈斑，而且“嘶嘶”声为非周期性噪声，因此排除伤痕噪声。

（2）摩擦噪声　摩擦噪声是指滚珠轴承上的异常噪声，通常出现在较大型的轴承上，特别是采用脂润滑的轴承，当润滑性能不好时更容易发生。此外轴承在只承受径向载荷而径向间隙又比较大时也容易产生摩擦声。

验证分析：主减轴承属于小型轴承，采用齿轮油润滑，嘶嘶声的发生从20～120 k m/h不间断发生，因此排除摩擦噪声。

（3）夹杂物噪声　夹杂物噪声是指在轴承的运转过程中由于各种灰尘、铁屑等杂质侵入轴承工作面而造成的非周期性的振动和噪声，具有随机性。

验证分析：对比故障件NG轴承及合格件OK轴承（见图7），轴承外圈滚道有明显异物划伤痕迹，合格件滚道正常，无划伤，初步判定是由于铁屑等杂质侵入轴承工作面而造成的非周期性的振动和噪声。



a）故障件　　b）合格件

图7　故障件和合格件轴承外圈划伤

改进方案及验证

1.改进方案选择

根据后桥总成结构及各零部件加工工艺及装配工艺，提高后桥总成清洁度要求，后桥总成杂质由原来的＜470mg提升至＜200 mg。

主要措施如下：

1）桥壳总成增加敲击工序，清理焊接缝隙的铁屑，桥壳总成清洁度要求控制到杂质50mg。

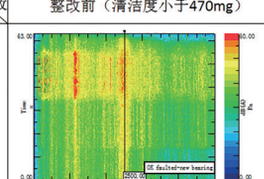
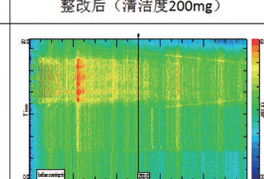
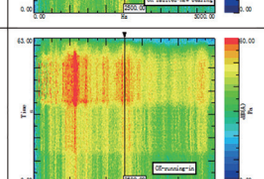
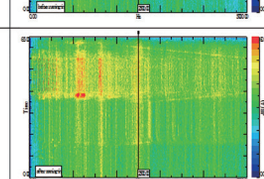
2）主减总成装配工序在现场增加3个工位吸尘清理残余铁屑。

3）增加每周2次后桥清洁度检测要求。

2.台架验证

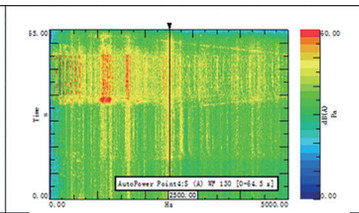
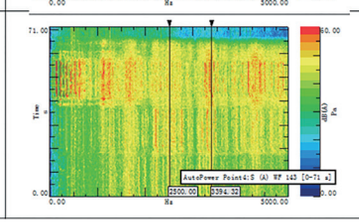
1）清洁度整改前后的后桥总成，在试车台架进行12h的跑合测试，对其进行噪声测试。从表1客观测试数据可看出：整改前的后桥，原状态及12h跑合后的“嘶嘶”声均比整改后的后桥明显。

表1　后桥总成清洁度整改前后噪声测试结果

是否整改 / 状态	整改前（清洁度小于470mg）	整改后（清洁度200mg）
原状态		
12h跑合后		

2）对整改后的后桥特意加入少量的铁屑后，经12h跑合后，出现“嘶嘶”声（见表2）。

表2　整改后的后桥加入少量铁屑后的噪声测试结果

原状态	
加入铁屑后	

结语

本文详细对某车型在驾评时出现的嘶嘶声进行详细的分析，分析该异响声源，从整车到后桥，再到主减总成，最后确定为主减轴承发出，详细分析轴承异响的发生机理，并逐一排除后，确定“嘶嘶”声为铁屑等杂质侵入轴承工作面而造成的非周期性的振动和噪声。

针对该原因制定了改进方案，结果表明，轴承作为机械传动的主要运转件，除轴承设计或工艺制造误差造成的轴承噪声，轴承的使用环境也能直接影响轴承使用时噪声及使用寿命。本文针对后桥总成提出的改进方案可有效提升后桥清洁度，保证后桥轴承的使用环境。

参考文献：

[1] 濮良贵，纪名刚.机械设计[M].北京：高等教育出版社，2006.

[2] 刘惟信.汽车车桥设计[M].北京：清华大学出版社，2004.

[3] 漆建英.降低轴承振动的探讨[J].轴承，1985（6）：41-43.

[4] 赖俊贤，徐惠娟，刘海婴.滚动轴承振动与噪声[J].轴承，2001（9）：37-40.