

某皮卡加速轰鸣声的分析与优化

孙邦江 赵文仲

安徽江淮汽车股份有限公司技术中心

摘要: 为了解决某款皮卡的加速轰鸣声问题,通过对异响的采集、传动系统的振动测试,发现轰鸣声与发动机转速强相关,与车速无关,判断轰鸣声来自被发火频率激起整车传动系统的扭转共振。根据噪声频谱特性,设计匹配了双质量飞轮,降低曲轴离合系统的共振频率和能量,轰鸣声消除。

关键词: 加速轰鸣;发火频率;频谱;双质量飞轮

0 引言

汽车的振动与噪声直接影响驾乘舒适性,其中,车内轰鸣声是最令驾乘者感到难以忍受的噪声之一。轰鸣声具有明显的低频属性,与人耳的生理结构的共振频率接近,持续长时间的轰鸣声可能会造成耳朵短暂性失聪,耳朵内有强烈的压迫感,因此低频的轰鸣声通常也被行业内称为“压耳声”,是必须加以严格控制的一项性能指标。

1 轰鸣声的产生机理

引起轰鸣声的主要激励源来自于发动机至整车的传动系统。传动轴一端接收由变速器输出端传递过来的转矩,另一端将转矩传递给驱动桥,传动轴在高速旋转时,由于质量不平衡而产生离心力,离合和联轴器的扭转振动,使得传动轴剧烈振动,产生弯曲和扭转变形。当来自外界的干扰激励,主要由发动机周期性扭转激励频率与动力传动系统的固有频率重合时,传动轴的扭转振动经过后桥放大传递到车内,当与车体或顶棚的模式相互作用时,便会产生车内轰鸣噪声。

驱动系统 NVH 的主要表现形式有弯曲振动、扭转振动和缠绕振动。车辆起步时,发动机转速处于上升阶段,车速不高,随着发动机输入转矩的增加,就会激起动力总成的弯曲振动、驱动系统的扭转振动、后轴(桥)的缠绕振动以及万向节的二阶振动等。其中影响最大的是传动系统,比较典型的振动模式为后悬架及后桥的缠绕振动,这种振动会引起车内轰鸣噪声。

典型的后驱车辆传动系统由发动机、离合器、变速器、传动轴、后桥、桥轴和车轮等组成,这些部件具有

一定的转动惯量和扭转刚度,具有特定的扭振模态,当发动机等外界激励作用频率与传动系统扭振固有频率一致时,会引起后桥发生俯仰和侧倾,从而导致主减速器安装点产生很大的动态力,这些力通过副车架或直接作用到车身上,也会引起车内的轰鸣声。

2 采集工况

本文研究的样车是一款搭载 6MT 变速器的皮卡,三档驾评时发现在发动机转速 1200 r/min 附近,车内有明显的轰鸣声,主观评价难以接受,同时驾驶员座椅和汽车后地板出现明显振动,其他档位也存在同样的情况。

通过主观评价和经验,判断轰鸣声来自整车传动系统的共振。根据传动系统的共振机理,采用振动噪声传递路径调查方法,对发动机悬置、排气系统、传动轴中间支承、主减速器和后桥等布置相应的振动传感器,驾右布置噪声传感器,查找共振来源。

测试工况主要为 3 档、4 档和 5 档的加速工况和带档滑行,测试时发动机转速范围在 900 ~ 3000 r/min。为了识别样车噪声与振动的来源,将基于 LMS 软件对样车进行噪声与振动的信号采集,以便确定调校手段。

3 测试数据分析

观察驾右噪声曲线(图 1),发动机转速在 1170 r/min 时,车内驾右存在一条明显异常的共振带,声压级达到了 70 dB(A),高出双边噪声 10 dB(A)。观察驾右频谱 Colormap(图 2),可以看出存在一个明显 39 Hz 的共振带,发动机二阶发火阶次刚好穿过。因此,判断传动系统存在 39 Hz 共振带被发动机发火阶次激起,是产生

车辆加速轰鸣声的主要原因。

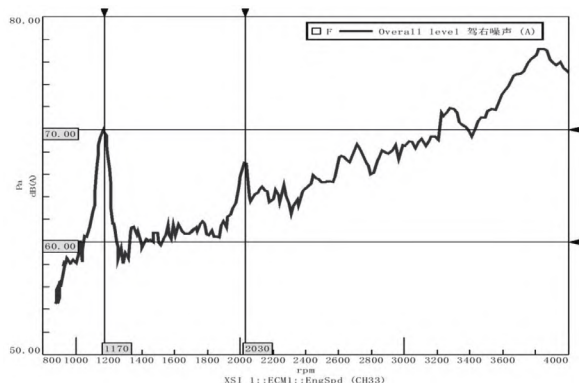


图1 驾右噪声曲线

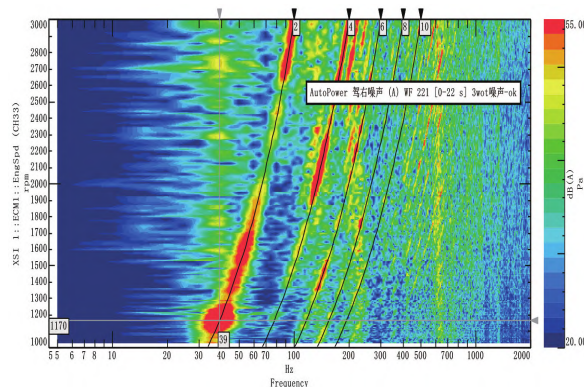


图2 驾右噪声频谱

4 共振带调查

4.1 传动轴外围零部件的相关性排查

如图3、图4所示，在发动机转速1170 r/min时，动力总成悬置、传动轴支撑、后桥和座椅的三个方向上都没有明显突起，因此判断39 Hz共振与动力总成、传动轴和后桥的振动相关性不强。

4.2 不同档位的相关性排查

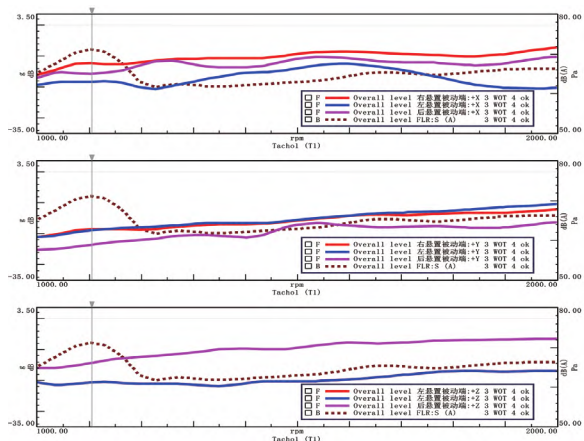


图3 悬置振动与39 Hz共振关系

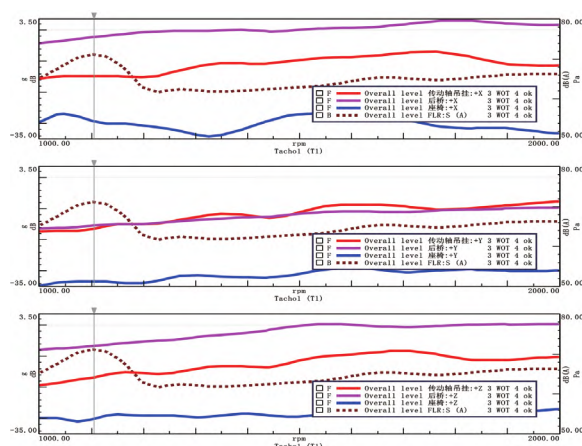


图4 传动轴支撑、后桥、座椅与39 Hz共振关系

如图5所示，在不同的档位，共振声对应发动机转速都相同，因此推断共振来自于发动机曲轴到变速器一轴的部分，与整车传动轴无关。

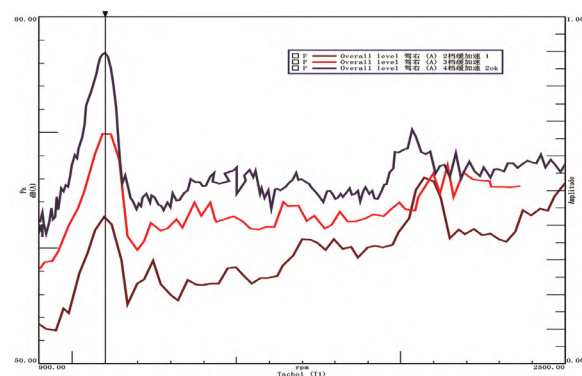


图5 不同档位与39 Hz共振关系

4.3 加速与滑行工况相关性排查

如图6所示，加速和滑行工况下都存在39 Hz共振，对应转速一致，因此判断39 Hz共振与发动机点火不是强相关。

4.4 车厢相关性排查

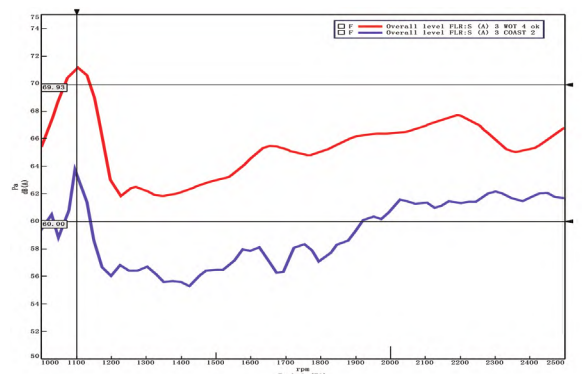


图6 加速、滑行的共振相关性

通过车内的主观感受, 后排有较明显的共振声, 如图 7 所示, 在发动机转速 1170 r/min 时, 车体后围板发现 X 向存在明显的 39 Hz 共振。

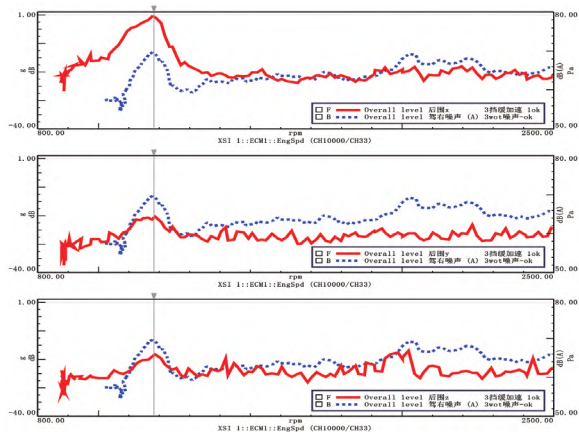


图 7 车身后围板与共振相关性

5 改进方案

从测试结果看, 39 Hz 轰鸣声的激励源来自整车传动系统。通过传动系统扭振的减振及隔振分析, 如图 8 所示, 改进方案有两个方向: 一是主动降振, 匹配双质量飞轮, 增加弹性联轴器、扭振减振器、等速万向节和吸振器; 二是被动隔振, 调整传动系统到车身的悬置软垫的刚度。通过减振效果、周期、成本及匹配车型的定位等综合考虑, 最终选择了双质量飞轮的方案。

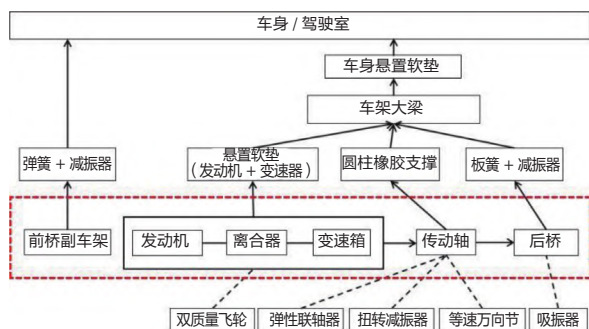


图 8 传动系统扭振的减振及隔振分析

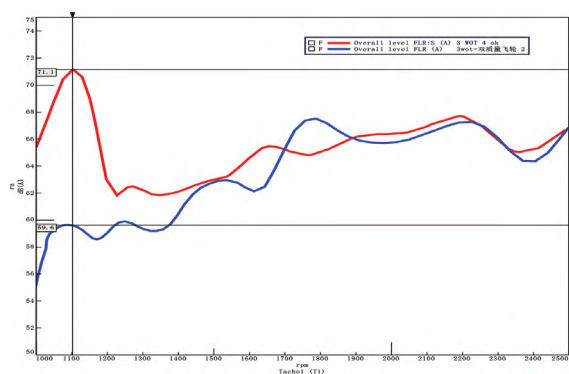


图 9 改进后的驾右声压曲线对比

6 验证结果

根据调查的结论, 将发动机的单质量飞轮改为双质量飞轮, 降低传动系统的扭振共振频率和共振能量, 测试结果如图 9 所示。整车加速到 1170 r/min 时, 轰鸣声压级下降 11.5 dB(A), 改善效果十分明显。

7 结语

通过对发动机—变速器—后桥的传动系统振动测试, 以及不同档位的加速噪声测试、同 1 档位加速后滑行噪声测试, 发现轰鸣声来自被发火频率激起曲轴离合系统的扭转共振, 通过设计匹配双质量飞轮, 降低曲轴离合系统的共振频率和能量, 并且为车身后围板增加阻尼涂层, 使得整车的轰鸣声明显改善, 得到了客户的认可。

参考文献

- [1] 刘显臣. 汽车 NVH 综合技术 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2014.
- [2] 庞剑, 谌刚, 何华. 汽车噪声与振动: 理论与应用 [M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2006.