

某MPV车型传动轴异响问题研究

齐瑞晓

(许昌远东传动轴股份有限公司, 河南 许昌 461111)

摘要:针对某MPV车型传动轴在加速过程中出现异响的问题,通过试验发现是由于花键配合间隙较大造成传动轴异响,故对传动轴主要技术指标进行校核。运用LMS Test.lab测试软件进行模态分析,最终分析结果与测试状态一致,为同类车型传动轴设计提供了参考。

关键词:传动轴;异响问题;花键配合;模态分析;动平衡;MPV

中图分类号:U467.3 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2020)04-0078-03

Research on Abnormal Noise of Drive Shaft of MPV

QI Ruixiao

(Xuchang Yuandong Drive Shaft Co., Ltd., Xuchang 461111, China)

Abstract: Aiming at the abnormal noise appearing in the acceleration process of MPV drive shaft, through testing it is found that its noise is caused by the large spline fit gap. Its main technical norms are checked. The LMS Test. lab test software is used to do the modal analysis. The final analysis results are consistent with ones of the test, which can give a reference to the design of similar drive shafts.

Keywords: drive shaft; abnormal noise; spline fit; modal analysis; dynamic balance; MPV

0 引言

汽车传动轴是将发动机的动力通过变速箱输出到驱动桥的关键部件。车辆在运行过程中,传动轴受到冲击或外部激励会产生异响,特别对乘用车来说,这会严重影响乘车的舒适性,并会造成传动轴早期失效。频繁异响现象的存在,同样给驾驶员安全驾驶也带来了不利影响^[1]。在实际生产过程中,诸如跳动超差、万向节十字轴轴向窜动超差、滑动花键配合间隙不当、当量夹角过大、中间支撑动静刚度不足等,都会导致车辆产生异响。因此,在传动轴设计阶段,先采用模态分析、试验验证来充分保证传动轴各项技术指标满足设计要求,显得十分必要^[2]。通过识别某MPV车型在不同转速下的测试结果,查找到出现异响的部件是传动轴的花键副部位,对花键配合间隙进行调整并进行试验验证及模态分析,使传动轴异响现象完全消除,并达到上市车辆的NVH标准。

1 分析故障现象及查找原因

1.1 故障再现

发现某MPV车型在加速过程中出现传动轴异响问题后,将5台试验车辆开到整车测试场,将变速器速比设定为*i*=1.1,测试得出:发生共振的车速集中为60~70 km/h,该车速所对应的发动机转速为1 600~2 200 r/min,所对应的发动机输出转矩为最高值范围。车辆下线后继续行

驶,车辆底盘部位发出响声。经现场观察后发现,异响来源于传动轴滑动花键部位,这就从根本上排除了发动机输出转矩达到最大值时,由车辆共振带来的异响。将发生异响的5台试验车辆的传动轴做好安装标记后卸下。在动平衡机上进行复平,测试结果得出动平衡量值在合格范围内,本次故障原因可排除动平衡量值超差产生。

1.2 故障定位

对传动轴的关键技术指标进行现场验证,对传动轴总成跳动的检测,技术要求4处中间焊缝跳动量为0.6 mm,而中间支撑花键部位跳动量仅为0.3 mm,测量结果如图1所示。

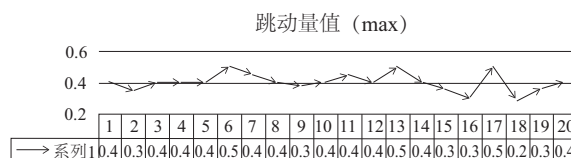
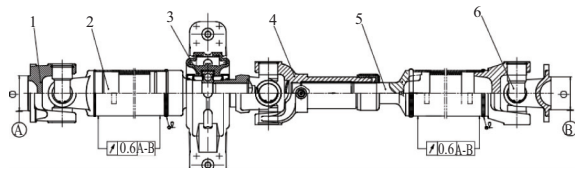


图1 传动轴总成跳动量检测

由图1可以看出,传动轴总成跳动无超差,本次故障原因可排除由跳动超差产生。

在三支撑动平衡机上模拟整车装配角度,不同转速下验证故障传动轴是否有异响;将传动轴装夹在动平衡机上(图2),同时将中间支撑位置垫高,以模拟实际装车状态角度,当角度调整为3°时,继续在动平衡机上测试。测试结果在动平衡转速为1 300 r/min时,传动轴中间花键伸缩部位出现“咯咯”响声。“咯咯”响声来自于中间滑动花键

部位,判定是由于花键配合间隙过大,传动轴在某个角度时,花键配合偏向一侧,在一定转速下出现激振现象。



1—突缘叉;2—轴管;3—中间支撑;4—花键套叉;
5—花键轴;6—万向节十字轴。

图2 一种带伸缩花键的双节传动轴



图3 测量花键轴大径

2 解决异响的办法

2.1 原因分析

根据故障现象及故障发生机理,通过对故障件进行拆解检测,得出以下结论:花键大径配合间隙设计过大,低速转动时花键出现窜动,产生激振现象。故障件配合间隙测量结果如表1所示。

表1 伸缩花键配合间隙校核 单位:mm

检测项目	测量值
花键轴大径	$\Phi 33.16 \sim \Phi 33.22$
花键套叉大径	$\Phi 33.290 \sim \Phi 33.315$
大径配合间隙	0.070~0.155
花键轴齿厚	3.495~3.518
花键套叉齿槽宽	3.586~3.618
齿侧配合间隙	0.068~0.123

2.2 缺陷传递的原因

在动平衡工序,由于传动轴在动平衡机上装夹状态为水平放置,与实际装车状态不一致,生产过程中无法对故障现象进行识别,故可导致传动轴振动异响现象的产生。

3 改进对策

3.1 预防缺陷产生的措施

调整花键轴大径公差,缩小花键大径配合间隙;对动平衡工序加强控制。

3.2 预防缺陷传递措施

装配前对花键轴大径(图3)及花键套叉大径进行测量,确保伸缩花键配合间隙在设计公差范围内。

3.3 措施验证效果

调整花键参数后,对花键轴和花键套叉大径(表2)进

行检测,在尺寸均合格的情况下,传动轴动平衡后再次安装在动平衡机上,将中间支撑部位垫高,再次模拟整车安装状态,按5%比例进行异响检测,过程中未发现有传动轴异响现象。对调整后的花键配合间隙进行不间断验证,并跟踪车辆使用情况,现已装车1000多套花键参数调整后的传动轴总成,无再次反馈传动轴异响现象,说明措施改善明显有效。

表2 花键轴及花键套叉大径配合间隙对比 单位:mm

项目	花键轴	花键套叉	配合间隙
技术要求	$\Phi 33.198 \sim \Phi 33.26$	$\Phi 33.29 \sim \Phi 33.315$	0.03~0.117
实测1	$\Phi 33.26$	$\Phi 33.31$	0.05
实测2	$\Phi 33.25$	$\Phi 33.31$	0.06
实测3	$\Phi 33.24$	$\Phi 33.31$	0.07
实测4	$\Phi 33.26$	$\Phi 33.31$	0.05
实测5	$\Phi 33.25$	$\Phi 33.30$	0.05
实测6	$\Phi 33.26$	$\Phi 33.31$	0.05
实测7	$\Phi 33.25$	$\Phi 33.31$	0.06
实测8	$\Phi 33.25$	$\Phi 33.30$	0.05
实测9	$\Phi 33.26$	$\Phi 33.31$	0.05
实测10	$\Phi 33.24$	$\Phi 33.30$	0.06

4 改进措施实施

4.1 调整花键大径尺寸、优化花键配合间隙

调整花键轴大径尺寸(图4),由 $\Phi 33.16 \sim \Phi 33.22$ 改为 $\Phi 33.198 \sim \Phi 33.26$,装配前对大径尺寸进行确认,调整花键配合间隙(表3)。

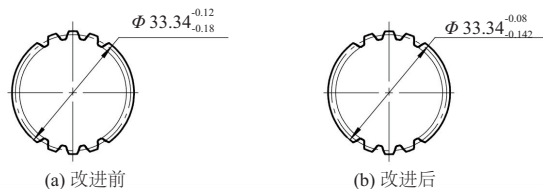


图4 花键轴大径尺寸

表3 优化后伸缩花键配合间隙对比

检测项目	测量值	备注
花键轴大径	$\Phi 33.198 \sim \Phi 33.260$	—
花键套叉大径	$\Phi 33.290 \sim \Phi 33.315$	—
大径配合间隙	0.030~0.117	变小
花键轴齿厚	3.495~3.518	无变化
花键套叉齿槽宽	3.586~3.618	无变化
齿侧配合间隙	0.068~0.123	无变化

4.2 试验结果及分析

为了验证该异响传动轴随发动机转速的变化情况,进行连续提升排量空转测试,从0升到最大100%排量,同时采集传动轴的转速信号。异响情况下,传动轴花键副处的异响最明显,故提取该点的信号进行图例分析。该点的噪声和转速时域信号如图5所示。

从图5中分析可知:

1) 0~70 s内,对应排量升到30%之前,无异响,发动机转速在小范围内波动,70 s对应转速1500 r/min;

2) 70~140 s内,排量升到60%,异响出现,传动轴花键副处有明显异响,发动机转速从1500 r/min升到2500 r/min;

3) 140~160 s,排量升到100%,异响消失,发动机转速升到最高3500 r/min。

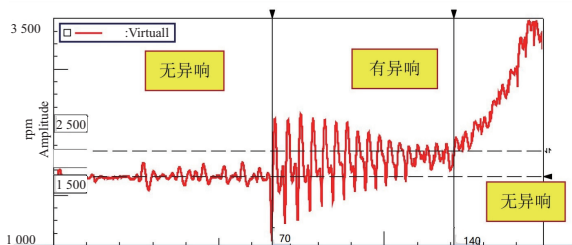


图5 不同转速下噪声时域信号

由以上分析可知,该异响来自传动轴花键副处,当发动机转速在1500~2500 r/min时,产生异响。

4.3 带底盘的传动轴模态分析

为验证试验结果的准确性,在LMS Test.lab测试软件下,依次在传动轴上布置8个参考点,装上传感器,依次对各个点进行敲击试验。敲击了多次,图6中曲线一直呈下降趋势即为设定合格;若出现峰值,需继续设置量程、带宽、频路、触发参数,直到曲线一直下降为止。点击start,开始测量,计算100 Hz~300 Hz的频率分布,从中提取传动轴的固有频率。由于汽车底盘零部件的开发早于整车其他部件,在设计初期进行模态分析有很大的局限性^[3]。在充

分研究传动轴设计周期的前提下,简化底盘设计布置模型。试验得知,汽车在加速行驶过程中,动力传动部分由于撞击或者底盘加装其他装置,引起传动轴异响,校核120 Hz~300 Hz的传动轴径向模态,计算得知1阶模态为116 Hz,振型为后轴1阶段径向弯曲第3阶模态,发生在196 Hz,振型与试验210 Hz时相一致^[4]。在LMS Test.lab测试软件下,极点选择输入界面如图6所示。

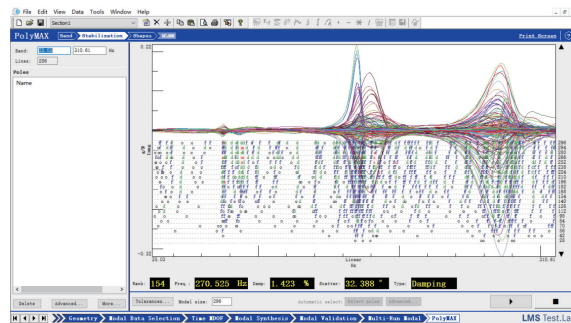


图6 极点选择输入界面及仿真振型图

对比表1可知,传动轴伸缩花键配合间隙过大,通过以上两种试验,从中找到异响的原因,从而验证了测试软件分析的结果与整车试验异响的一致性。由此可见,测试软件可有效识别传动轴的故障信息,判断异响源位置,可达到对传动轴NVH方面的控制^[5];还可以从中获取汽车传动轴异响原因的分析,为优化传动轴的设计、完善FMEA库,确定潜在失效模式及其原因,为提升传动轴质量提供重要依据。

5 结语

针对传动轴异响问题,使用LMS Test.lab的Signature进行转速跟踪测试,获取各测点振动和噪声的信号图。根据信号图进一步进行阶次分析和频谱分析,获取异响频率及异响源^[6],是解决异响问题的主要方法。诊断出此问题产生的原因,提高解决问题的效率。整改后该车型异响问题得到明显改善,对研究底盘系统异响现象有重大意义。

参考文献:

- [1] 何耀华. 汽车试验技术[M]. 北京:机械工业出版社,2019.
- [2] 刘惟信. 汽车设计[M]. 北京:清华大学出版社,2001.
- [3] 余志生. 汽车理论[M]. 北京:机械工业出版社,2014.
- [4] 魏勇. 汽车传动系扭转振动特性分析[D]. 重庆:重庆大学,2009.
- [5] 张行峰. 某纯电动物流车后置驱动系统异响机理及改进研究[J]. 机械制造与自动化,2019,48(6):205-208.
- [6] 郭年程,隋磊. 传动系统振动对载货汽车通过噪声的影响机理研究[J]. 汽车技术,2015(5):49-53.

收稿日期:2020-05-18