

文章编号:1006-1355(2015)02-0073-04

汽车传动系扭振引起的车内轰鸣声控制方法

王东¹, 闫兵¹, 王东亮², 王媛文¹

(1. 西南交通大学, 成都 610031; 2. 陕西重型汽车有限公司, 西安 710200)

摘要:某前置后驱微型客车存在低转速车内轰鸣声的问题,研究表明该轰鸣声由传动系扭振引起。首先对传动系扭振影响车内噪声的机理进行分析,在此基础上建立传动系扭振当量系统模型并进行自由振动计算。同时建立对象车型发动机仿真模型,从而获取发动机激励力矩,完成受迫振动计算。然后开展传动系扭振测试,并将自由振动及受迫振动计算结果与试验数据进行对比,验证了模型的有效性。然后利用此模型研究对象车型传动系扭振特性,从减小经后桥及后悬架向车身传递的扭振激励的角度出发,提出了一系列控制主减速器处扭振幅值的方案。试验结果表明所提方案对改善低转速车内轰鸣声效果明显。上述工作对解决同类问题具有一定意义。

关键词:振动与波;微型车;传动系;扭转振动;受迫振动;轰鸣声

中图分类号:TB533

文献标识码:A

DOI编码:10.3969/j.issn.1006-1355.2015.02.018

Noise Control Method of Interior Booming Induced by Torsional Vibration of Driveline Systems

WANG Dong¹, YAN Bing¹, WANG Dong-liang², WANG Yuan-wen¹

(1. Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China;

2. Shanxi Automobile Group Co. Ltd., Xi'an 710200, China)

Abstract: There exists an interior booming problem in a rear-drive minibus at low engine speed induced by the torsional vibration of the driveline system. In this paper, the mechanism of the torsional vibration's effects on the interior noise was analyzed. Afterwards, an equivalent system of the driveline was established and its free vibration was calculated. Meanwhile, the simulation model of the engine was built to find the engine excitation torque and the forced vibration calculation was completed. In order to verify the model, an experiment of driveline torsional vibration measurement was conducted. The results from the simulation were compared with the measurement data. Then, the verified model was used to study the characteristics of the driveline torsional vibration. To reduce the torsional vibration amplitude of the rear drive and the torsional excitation transfer from the rear suspension system to the body, a series of solutions were proposed for torsional vibration control. Results of the real test show that this strategy for torsional vibration control can reduce the interior booming of the minibus at low engine speed effectively. This research may provide some references for similar engineering problems.

Key words: vibration and wave; minibus; driveline; torsional vibration; forced vibration; booming

某前置后驱微车存在低转速车内轰鸣声的问题,通过研究发现该噪声由传动系扭振引起^[1]。前置后驱车辆传动系由发动机、离合器、变速器、传动轴、主减速器、差速器、半轴、车轮等部件组成,是一个复杂的多自由度振动系统,在发动机工作转速范围内具有扭振固有频率,当发动机等外界激励作用频率与传动系扭振固有频率一致时,便会发生扭转

共振,较大的共振载荷将直接影响汽车行驶平顺性、乘坐舒适性和零部件使用寿命^[2]。

目前已有学者开展车内轰鸣声产生机理的研究工作^[3,4],但是对车身及车内声腔模态研究的较多,针对传动系扭振激励引起的车内轰鸣声研究较少。本文以某微车为研究对象,系统地研究传动系扭振特性,在理论分析和仿真计算的基础上提出整改方案,经试验验证所提方案对降低车内轰鸣声效果明显。

1 轰鸣声的产生及控制

前置后驱车辆传动系扭振引起车内噪声主要有

收稿日期:2014-07-27

作者简介:王东(1988-),男,黑龙江青冈县人,在读硕士研究生;研究方向:汽车振动与噪声控制。

E-mail: 407954168@qq.com

两种途径:一是转速或扭矩波动引起传动系中齿轮副的齿间冲击,齿间冲击噪声透过箱体向车内辐射,此外,齿轮轴也会将受到的冲击通过轴承传递给箱体,激起箱壁的横向振动,由此激发周围空气振动,产生噪声并传入车内;另一是转速或扭矩波动通过主减速器齿轮副的耦合作用,导致后桥壳体产生绕半轴及主减速器输入轴的回转角振动,从而产生交变力,该激励经后悬架传递至车身,诱发车身钣金件振动,从而产生结构噪声和空腔空气噪声^[5]。

本文主要研究由主减速器齿轮副耦合作用产生的噪声,且从控制激励源的角度出发,设法降低扭振幅值,从而减小传动系扭振向后桥——悬架——车身的传递,进而降低由扭振引起的车内轰鸣声。

2 传动系建模及分析

2.1 模型建立

对象车型搭载1.5 L直列四缸汽油机、五档手动变速器。通过三维实体建模和计算获取传动系动力学参数,建立的对象车型19自由度扭振仿真分析模型如图1所示,参数如表1所示。

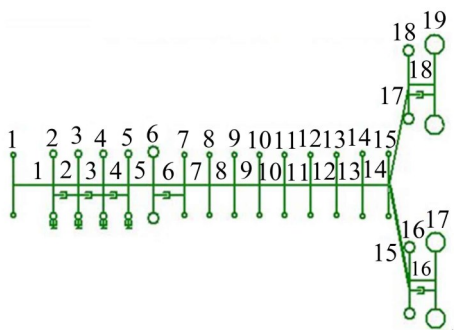


图1 传动系当量系统图

2.2 扭振试验

扭振测点应选在扭振响应较大且易于安装测试设备的位置,因此选择飞轮、变速器输入端、传动轴输入端和主减速器输入端四个测点,其中飞轮和变速器输入端利用自带齿盘,传动轴输入端和主减速器输入端加装84齿自主加工齿盘^[6]。采用缓油门加速工况,在转毂上进行扭振试验,测点布置如图2所示。

2.3 模型验证

依据惯性力矩和弹性力矩相平衡的原则,建立系统自由振动的动力学方程组为

$$J\ddot{\theta} + K\theta = 0 \quad (1)$$

式中 J 为惯量矩阵; K 为刚度矩阵; θ 为角位移向量; $\ddot{\theta}$ 为角加速度向量。

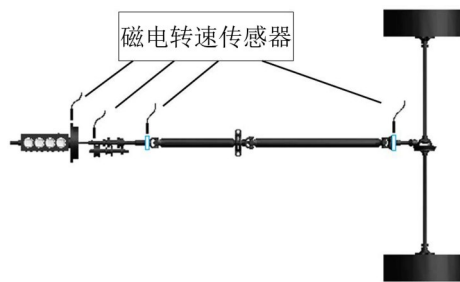


图2 传动系扭振测点布置示意图

表1 传动系扭振模型参数

| 编号 | 惯量名称 | 转动惯量/ $1 \times 10^{-2} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ | 轴段扭转刚度/ $1 \times 10^{-2} \text{ MNm/rad}$ |
|----|-----------------|---|---|
| 1 | 曲轴自由端 | 0.007 82 | 2.088 35 |
| 2 | 发动机第1缸 | 0.472 02 | 9.989 11 |
| 3 | 发动机第2缸 | 0.475 04 | 9.989 11 |
| 4 | 发动机第3缸 | 0.476 48 | 9.989 11 |
| 5 | 发动机第4缸 | 0.499 65 | 4.536 26 |
| 6 | 飞轮+离合器主动盘 | 9.802 50 | 0.087 49 |
| 7 | 离合器从动盘 | 0.436 81 | 0.454 25 |
| 8 | 变速器输入端 | 0.241 94 | 3.631 47 |
| 9 | 变速器中间部分 | 0.170 27 | 7.253 88 |
| 10 | 变速器输出端 | 0.105 16 | 1.350 07 |
| 11 | 传动轴前端 | 0.229 73 | 5.709 14 |
| 12 | 传动轴中间支撑 | 0.375 61 | 3.130 61 |
| 13 | 传动轴末端 | 0.412 20 | 1.394 30 |
| 14 | 主减速器输入端 | 0.027 79 | 999 |
| 15 | 主减速器输出端+ 差速器 | 0.110 46 | 0.055 69 |
| 16 | 左侧车轮 | 4.182 71 | 0.021 63 |
| 17 | 车身等效惯量一半 | 313.683 | 0.060 70 |
| 18 | 右侧车轮 | 4.182 59 | 0.021 63 |
| 19 | 车身等效惯量一半 | 313.683 | |

使用西南交大内燃机实验室开发的TVCA软件对式(1)进行求解。同时,对扭振试验数据进行处理,采用高通滤波去除由于加速带来的趋势项,进行阶次分析,可获得主减速器输入端测点2.0阶扭振角速度随发动机转速变化曲线,如图3所示。将2.0阶扭振角速度峰值频率与自由振动计算结果进行对比,见表2。

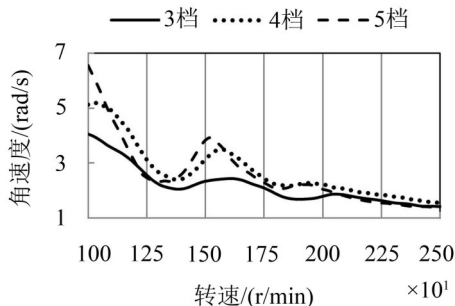


图3 2.0阶扭振角速度随发动机转速变化曲线

表2 传动系扭振固有频率计算与测试结果对比

| | 3档 | 4档 | 5档 |
|--------|------|------|------|
| 测试(Hz) | 53 | 52.5 | 50.8 |
| 计算(Hz) | 54.2 | 53.8 | 52.5 |
| 误差 | 2.3% | 2.5% | 3.4% |

建立传动系受迫振动模型时,要在固有振动特性模型的基础上引入阻尼和激励,此时模型的动力学方程为

$$j\ddot{\theta} + c\dot{\theta} + k\theta = M \quad (2)$$

式中 c 为阻尼矩阵; $\dot{\theta}$ 为角速度向量; M 为激励力矩向量。

为了对式(2)进行求解,需要获得对象车型的激励力矩。传动系存在多种激励,如发动机激励、齿轮冲击激励、万向传动激励、路面激励等。在传动系扭振分析中,发动机激励最为主要,因此,本文仅考虑发动机激励而未考虑其它形式的激励。发动机激励包括缸内气体燃烧产生的气体力矩和曲柄连杆机构运转产生的往复惯性力矩,往复惯性力矩可以根据部件结构参数计算得到,气体力矩则需要示功图,采用软件模拟发动机运行工况是获取示功图的有效途径。建立对象车型发动机GT-POWER模型,先仿真获得发动机各典型工况的示功图,发动机在2 600 r/min工况下的示功图如图4所示。对已有的典型工况示功图完成简谐分析之后,得到各谐次气体简谐力矩随平均有效压力的变化规律,通常认为发动机简谐力矩幅值与平均有效压力具有3次方拟合关系^[7],利用拟合曲线即可得到负荷工况范围内任意工况的各谐次简谐力矩。

观察表2和图3可知,传动系扭振模式频率的计算值与测试值误差小于5%,受迫振动响应的计算值与测试值虽有差别但变化趋势一致,尤其在本文所关注的低转速段重合较好,由此说明模型参数是准确的,所建模型是有效的,可以用于传动系扭振问题的研究。

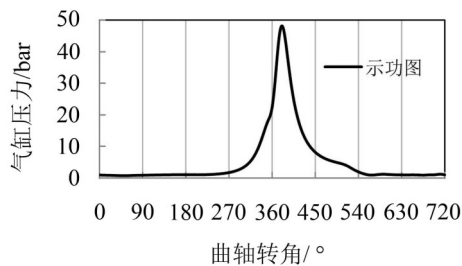


图4 示功图

飞轮端扭振响应的测试数据与计算结果对比如图5所示。

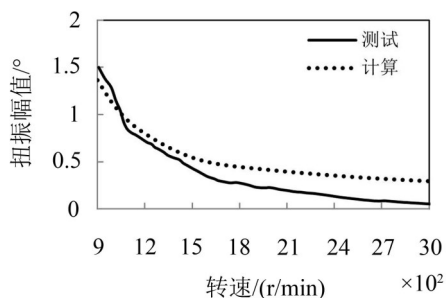


图5 飞轮端扭角幅值对比

3 降噪方案及验证

主减速器是将传动系扭转振动转化为后桥壳体线性振动的核心部件,也是扭振通过主减速器——后桥——悬架向车身传递这一传递路径上的重要环节。从控制激励源的角度出发,控制主减速器处的扭振幅值,可有效降低扭振激励向车身传递,因此将主减速器处扭振幅值作为评价各方案有效性的标准。为了便于对比分析,将4档原状态(Baseline)主减速器输入端的扭振角位移及其传递的扭振附加力矩与各改进方案放在一张图中进行对比,扭振角位移计算结果如图6所示,附加扭矩计算结果如图7所示。

3.1 扭转减振器

阻尼弹性减振器(TVD)的减振作用主要有两个方面:一是靠减振器的阻尼来吸收系统的扭振能量;二是靠减振器的弹性元件及其所带动的惯量来改变系统的临界转速。从表2中的数据可以看出,随着档位升高,传动系扭振共振频率变小,匹配TVD时应兼顾考虑各档位,因此选择53 Hz共振点进行减振器匹配设计,经过计算得到TVD惯量 $I=0.0405 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$,刚度 $K=4486.69 \text{ Nm/rad}$ 。在模型中增加一个分支,用来计算传动轴末端安装阻尼弹性减振器后系统的扭振响应。从图6、图7中可以看出安装TVD后,主减速器主动端扭角幅值及其传递的扭振

附加力矩均有大幅降低,但在 900 r/min 附近的扭振响应仍较大。

3.2 双质量飞轮

双质量飞轮(DMF)突破了传统离合器从动盘式扭转减振器的限制,可以大幅调整两级飞轮的惯量分配且减振弹簧可以在较大圆周内布置,通过采用小刚度的弹簧,使第二飞轮具有较大的极限工作转角,可以有效隔离发动机转速波动向后传递,从而改善传动系扭振特性。根据双质量飞轮参数的匹配原则^[8],经多次优化,最终选定第一飞轮惯量为 $0.0708 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$,第二飞轮惯量为 $0.023 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$,初级刚度为 194.8 Nm/rad ,次级刚度为 773.5 Nm/rad 。从图 6、图 7 中可以看出匹配双质量飞轮后,主减速器输入端扭角幅值及其传递的扭振附加力矩均有大幅降低。由于安装双质量飞轮,将系统原来 53 Hz 共振频率降到了工作转速以下,但原来 200 Hz 的共振频率降到了 75 Hz,因此在 2 300 r/min 附近有新的共振峰值出现,通过多次优化发现,该频率无法消除,但可以通过调整阻尼参数控制其峰值。

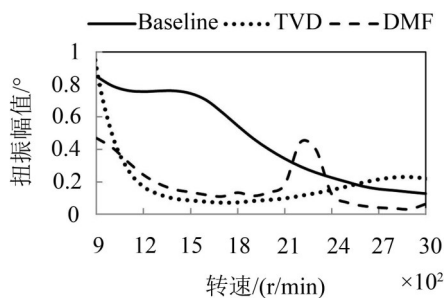


图6 主减速器输入端扭振角位移

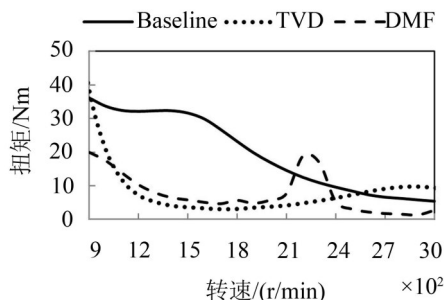


图7 主减速器附加扭矩

3.3 效果验证

对安装阻尼弹性减振器(TVD)和双质量飞轮(DMF)后的车内噪声分别进行测试,并将噪声总级测试结果与原始状态(Baseline)进行对比,如图8所示。

安装双质量飞轮后,车内噪声有明显改善,在低速段噪声幅值下降超过 10 dB(A),主观感受不到

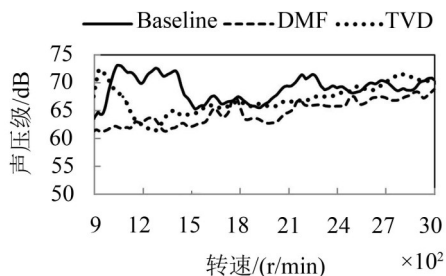


图8 车内噪声变化

车内轰鸣声;安装阻尼弹性减振器也有良好的效果,但比双质量飞轮稍差,未能将低速段轰鸣声完全消除,这与计算结果是一致的。

4 结语

(1) 对传动系进行简化,建立传动系扭振当量系统模型并进行自由振动计算;利用仿真软件建立对象车型发动机模型,获取发动机激励力矩,扭振测试验证了模型的有效性;

(2) 阻尼弹性减振器对扭振共振具有较好的控制作用,其设计思路明确,在一定程度上可改善传动系扭振特性;双质量飞轮可有效隔离扭振向后传递,抗扭振效果明显。因此显著改善整车 NVH 性能。但对已有传动系进行双质量飞轮匹配时,可能会产生新的共振频率,可以通过控制阻尼参数将共振峰值降低到允许范围以内;

(3) 控制主减速器输入端的扭振角位移幅值及其传递的扭振附加力矩幅值,可以有效控制扭振激励向后桥—悬架—车身的传递,从而减小由扭振引起的车内轰鸣声。

参考文献:

- [1] 曾锐. 汽车动力传动系扭振分析及其对车辆振动影响研究[D]. 成都:西南交通大学硕士学位论文,2014.
- [2] 任丽丽,施善,刘友波. 动力传动系统扭转振动的分析及控制[J]. 噪声与振动控制,2014(3).
- [3] 王志亮,刘波,王磊. 轿车轰鸣声产生机理与分析方法研究[J]. 噪声与振动控制,2008(2).
- [4] 赵静,周铨,梁映珍. 轿车乘坐室轰鸣声的分析与控制研究[J]. 汽车技术,2009(10).
- [5] 吕振华,冯振东,程维娜,梁恩忠. 汽车传动系扭振噪声的发生机理及控制方法评述[J]. 汽车技术,1993(2).
- [6] 邱群虎,闫兵,李聪. 测量齿盘齿数对扭振测量精度影响的研究[J]. 车用发动机,2007(10).
- [7] 周硕林,董大伟,闫兵. 4100 柴油机气体简谐力矩特性试验研究[J]. 内燃机,2011(4).
- [8] 王登峰,宋继强,刘波. 汽车双质量飞轮扭振减振器性能仿真分析与匹配[J]. 中国机械工程,2010(9).