DOI: 10.3901/JME.2019.04.075

新型三级刚度扭转减振器设计开发及性能分析*

吴虎威¹ 吴光强^{1,2} 陈 祥³ 王军伟³ 郭继伟³ 苑仁飞¹ 孙 硕¹

(1. 同济大学汽车学院 上海 201804;

2. 东京大学生产技术研究所 东京 153-8505;

3. 上海萨克斯动力总成部件系统有限公司 上海 201708)

摘要: 针对车辆爬行工况下发生的严重变速器齿轮敲击问题, 设计开发新型三级刚度扭转减振器, 并通过专用台架试验和实车试验验证了三级刚度扭转减振器性能。首先, 基于传统从动盘式扭转减振器结构特点, 设计新型三级刚度扭转减振器机械结构并阐明其工作原理; 其次, 利用专用台架试验, 测试得到从动盘式扭转减振器和新型三级刚度扭转减振器扭矩传递特性, 验证三级刚度扭转减振器机械结构设计和性能参数设计的有效性; 最后, 设计实车道路试验, 包括试验测试流程和传感器布置方案, 综合试验信号时域、频域和时频域结果, 对比分析传统从动盘式扭转减振器和新型三级刚度扭转减振器减振性能。结果表明, 该新型三级刚度扭转减振器可有效解决原车在爬行工况下传动系统剧烈的扭转波动和变速器齿轮敲击问题。

关键词: 爬行工况; 齿轮敲击; 三级刚度减振器; 台架试验; 实车试验

中图分类号: U463

Design and Development of Three-stage Stiffness Clutch Damper and Its Damping Performance Analysis

WU Huwei¹ WU Guangqiang^{1,2} CHEN Xiang³ WANG Junwei³ GUO Jiwei³
YUAN Renfei¹ SUN Shuo¹

(1. School of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804;

2. Institute of Industrial Science, University of Tokyo, Tokyo 153-8505;

3. Shanghai Sachs Powertrain Components Systems Co., Ltd, Shanghai 201708)

Abstract: In order to solve severe transmission gear rattle problem on the vehicle creeping condition, a new three-stage stiffness clutch damper is designed and developed. The performance of the new three-stage stiffness clutch damper is validated by specific bench test and vehicle experiment. Firstly, characteristics of a conventional driven-disc torsional damper are introduced. Then a new three-stage stiffness clutch damper is proposed innovatively and its working principle is described. Secondly, by the specific bench test, torque transmission property of a conditional driven-disc clutch damper and a new three-stage stiffness clutch damper are obtained. Mechanical structure and performance parameters design of the new three-stage stiffness clutch damper are validated. Finally, experimental test process and sensor layout are designed in the vehicle road experiment. The damping performance of a conventional driven-disc torsional damper and the three-stage stiffness clutch damper are compared through these results in time domain, frequency domain and time-frequency domain. It's concluded that the new three-stage stiffness clutch damper could be adopted to inhibit severe driveline torsional vibration and transmission gear rattle problem on the vehicle creeping condition.

Key words: creeping condition; gear rattle; three-stage stiffness clutch damper; bench test; vehicle experiment

0 前言

随着汽车工业的蓬勃发展, 汽车用户对于汽车乘坐的舒适性要求越来越高, 汽车的噪声、振动及

声振粗糙度(Noise, vibration and harshness, NVH)的品质越来越受到重视, 汽车 NVH 性能成为衡量汽车制造质量的一个重要指标^[1]。有统计资料显示, 约有 1/3 的汽车故障和用户抱怨与 NVH 问题有关, 各大公司消耗在车辆的 NVH 问题上的研究经费超过全部经费的 1/5。动力总成系统作为汽车的“心脏”, 不仅影响着汽车的动力性能, 而且也是汽车振动噪

* 国家自然科学基金资助项目(51575393)。20180416 收到初稿, 20181210 收到修改稿

声的主要来源。离合器是汽车动力传动系统的重要组成部分,用以保证汽车起步平稳、避免汽车传动系统的共振、缓和冲击和减少传动系统扭转振动等,可提高传动系零件的寿命,改善汽车行驶的舒适性。当离合器主、从动摩擦盘完全接合后,动力传动系统主要依靠离合器扭转减振器改变传动系统扭转振动特性:通过调整扭转减振器扭转刚度,改变传动系统固有频率,避免传动系统发生严重的共振问题;通过增加扭转减振器阻尼,抑制传动扭转振动幅值,有效地消耗振动能量而衰减传动系统振动;当发动机扭矩或者传动系统负载力矩(如紧急制动)发生突变时,用于衰减产生的严重的冲击振动。目前离合器扭转减振器类型包括传统从动盘式扭转减振器、双质量飞轮(Dual mass flywheel, DMF)式扭转减振器和带有离心摆吸振器(Centrifugal pendulum vibration absorber, CPVA)的双质量飞轮式扭转减振器。

变速器齿轮敲击噪声作为车辆动力传动系统振动噪声的重要类型,具有明显的宽频噪声特性,噪声级会产生明显的跳跃现象,易使驾驶员感到烦躁不安,严重影响乘员乘坐舒适性^[2],目前,工程实际中主要通过优化离合器扭转减振器解决变速器齿轮敲击问题。在传统从动盘式扭转减振器方面,PRASAD 等^[3]通过优化扭转减振器阻尼力矩大小降低传动系统扭转波动幅值,从而降低了车辆驱动工况下齿轮敲击噪声;TSUJIUCHI 等^[4]针对怠速工况下齿轮敲击问题,通过分析扭转减振器第一级迟滞扭矩对于敲击强度的影响,最后通过仿真结果选取最优迟滞扭矩大小;BHAGATE 等^[5]基于建立车辆传动系统扭转振动模型,以降低传动系统扭转波动幅值和齿轮敲击强度,采用试验设计方法选取了最优的减振器扭转刚度和阻滞力矩大小。在双质量飞轮式扭转减振器方面,WANG 等^[6]建立了基于主线扭转振动的5档手动变速器齿轮敲击模型,利用齿轮敲击客观评价指标,分析比较分别采用DMF和传统离合器时各非承载齿轮对敲击强度,结果表明DMF可以有效抑制齿轮敲击现象;STEINEL 等^[7]比较采用传统从动盘式扭转减振器和双质量飞轮式扭转减振器下传动系统固有特性,结果表明采用双质量飞轮式扭转减振后传动系第一级固有频率可降低至发动机常见转速范围内,可避免及其传动系共振而激发剧烈的扭转波动;THEODOSSIADES 等^[8]利用台架试验比较了双质量飞轮式扭转减振器和传统扭转减振器减振效果,结果表明双质量飞轮式扭转减振器可有效解决传动系异响问题。在带有CPVA的双质量飞轮式扭转减振器方面,德国LuK公司首先将离心摆与周向长弧形螺旋弹簧式双质量飞轮扭转减

振器结合在一起,形成带有离心摆吸振器的双质量飞轮式扭转减振器^[9]。李伟等^[10]分析了该带有离心摆吸振器的双质量飞轮式扭转减振器具体结构,通过数值推导发现该减振器固有频率与飞轮稳定转速成正比,通过合理调整离心摆的结构参数可完全消除发动机点火频率引起的扭矩波动。总体而言,通过传统从动盘式扭转减振器参数调校解决变速器齿轮敲击问题成本低,但是参数调校往往是不断尝试的过程,时间周期一般较长;采用双质量飞轮式扭转减振器或带有CPVA的双质量飞轮式扭转减振器,扭转减振器性能优良,可有效抑制变速器齿轮敲击强度,但是该类型扭转减振器技术难度大,成本较高。

本文针对装备传统从动盘式扭转减振器的车辆在一档爬行工况(爬行工况:驾驶员完全释放加速踏板和制动踏板,车辆处于缓慢的向前行驶状态)下存在的传动系统剧烈地扭转波动和严重的变速器齿轮敲击振动噪声问题,在原有研究建模仿真工作的基础上^[11-12],提出设计、制作新型三级刚度扭转减振器,包括机械结构设计和性能参数设计,阐述三级刚度扭转减振器的机械结构特点,利用专用台架测试三级刚度扭转减振器性能参数,验证三级刚度扭转减振器机械结构设计和性能参数设计的有效性;利用实车试验,通过合理设计测试流程,分别测试实车装备传统从动盘式扭转减振器和三级刚度扭转减振器情况下信号,验证三级刚度扭转减振器在抑制传动系统扭转振动和变速器齿轮敲击现象的有效性。

1 新型三级刚度扭转减振器开发

1.1 传统从动盘式扭转减振器结构及工作原理

原车装备的减振器为传统从动盘式扭转减振器,其结构分解图如图1所示。摩擦片4通过摩擦片铆钉6铆在波形片21上,波形片21通过波形片铆钉5与主减振钢片1铆接,主减振钢片1用限位铆钉9和主减振盖板15铆在一起,从而使摩擦片4、主减振钢片1和主减振盖板15连接在一起。在主减振钢片1和主减振盖板15沿圆周切线方向开有均布的长方形窗孔,装在主减振钢片1和主减振盖板15之间的主减振轴套板7的法兰上也开有同样数目的窗孔,窗孔中装有主减振弹簧8,在主减振钢片1、铆接,主减振钢片1用限位铆钉9和主减振盖板15铆在一起,从而使摩擦片4、主减振钢片1和主减振盖板15连接在一起,在主减振钢片1和与主减振轴套板7之间装有减振阻尼片B13。当传动系统发生扭转振动时,钢片、盖板与轴套板相对于轴套板发生往复转动,从而系统的扭转振动能量会很快地

被阻尼片的摩擦所吸收。该传统从动盘式扭转减振器各减振阶段的工作情况如下。

(1) 预减振阶段, 因花键轴套 10 的外齿形与预减振轴套板 19 的内齿形完全相同, 预减振轴套板 19 开始工作即带动花键轴套 10 一起转动, 压缩预减振弹簧 18, 使得预减振轴套板 19 与预减振盖板 17、预减振钢片 20 产生相对运动, 预减振弹簧 18 起到减振作用, 阻尼片 A2 与预减振钢片 20 相接触而产生预减振阻尼, 预减振轴套板 19 带动花键轴套 10 一起转动至花键轴套 10 外齿与主减振轴套板 7 内齿相接触过程中转过的角度, 即为扭转减振器预减振工作角度;

(2) 主减振阶段, 花键轴套 10 外齿与主减振轴套板 7 内齿相接触且一起转动, 压缩主减振器弹簧 8, 使得主减振轴套板 7 与主减振盖板 15、主减振钢片 1 产生相对运动, 主减振器弹簧 8 起到减振作用, 主减振轴套板 7 外径处与主减振钢片 1 凸台相接触以及主减振钢片 1 和与主减振轴套板 7 相对阻尼片 B13 转动而产生主减振阻尼, 花键轴套 10 外齿与主减振轴套板 7 内齿开始接触并一起转动直至主减振轴套板 7 外缘与限位铆钉 9 相接触过程中转过的角度, 即为扭转减振器主减振工作角度。

图 1 传统从动盘式扭转减振器结构总成爆炸图

1. 主减振钢片 2. 阻尼片 A 3. 轴承环 4. 摩擦片
5. 波形片铆钉 6. 摩擦片铆钉 7. 主减振轴套板 8. 主减振弹簧
9. 限位铆钉 10. 花键轴套 11. 碟形弹簧 12. 十字垫圈
13. 阻尼片 B 14. 预减振阻尼片 15. 主减振盖板 16. 波形弹簧
17. 预减振盖板 18. 预减振弹簧 19. 预减振轴套板
20. 预减振钢片 21. 波形片

1.2 三级刚度扭转减振器结构开发及工作原理

通过作者在文献[11-12]的研究成果可知, 车辆在一档爬行工况下, 传统从动盘式扭转减振器易工作在减振器第一级刚度和第二级刚度过渡区域。因此, 提出设计开发新型三级刚度扭转减振器, 该款减振器可以在有限的轴向空间内将三个独立的减振器进行集成, 实现更大角度及更大阻尼的多级减振功能。新型三级刚度扭转减振器包括预减振(第一级减振)区域、二级减振区域和主减振(第三级减振)区域, 各级减振区域通过主减振钢片上的凸台设计实现相互独立, 从而实现各级减振器具有各自独立的

减振刚度和阻尼特性。其中, 预减振区域满足车辆怠速工况下变速器内齿轮搅油扭矩损失及轴承摩擦扭矩损失等, 第二级减振区域满足车辆爬行工况低负载扭矩需求, 第三级减振区域满足车辆正常行驶工况负载扭矩需求。

该款新型三级刚度扭转减振器机械结构爆炸图如图 2 所示。主减振轴套板 7 处于主减振钢片 1 和主减振盖板 15 中间, 主减振钢片 1 和主减振盖板 15 通过限位铆钉 9 连接并形成整体固定轴向空间。三级刚度减振器各级独立减振是通过各级轴套板内齿与花键轴套 10 外齿之间的不同间隙大小和轴套板凸台设计而实现的: 预减振和二级减振共用一个轴套板 19, 预减振和二级减振轴套板 19 与花键轴套 10 间的间隙小于主减振轴套板 7 与花键轴套 10 之间的间隙, 各减振阶段的工作情况如下:

(1) 预减振阶段, 因花键轴套 10 的外齿形与预减振轴套板和二级减振轴套板 19 的内齿形完全相同, 预减振轴套板和二级减振轴套板 19 开始工作即带动花键轴套 10 一起转动, 压缩预减振弹簧 18, 使得预减振和二级轴套板 A 与预减振和二级轴套板 B(带有凸台设计, 如图 3a 所示)、预减振和二级减振钢片 22、预减振和二级减振盖板 17 产生相对转动, 预减振和二级轴套板 A 与预减振和二级轴套板 B 上凸台相接触, 该过程转动的角度即为预减振工作角度(图 3b); 同时, 在波形弹簧 16 作用下, 预减振阻尼片 14、轴承环 3 与主减振钢片 1 之间共同产生预减振阻尼。

(2) 二级减振阶段, 预减振和二级轴套板 A 与预减振和二级轴套板 B 上凸台相接触后, 花键轴套 10 带动预预减振和二级轴套板 A、预减振和二级轴套板 B 一起转动, 压缩二级减振弹簧 20, 使得预预减振和二级轴套板 A、预减振和二级轴套板 B 与预减振和二级减振钢片 22、预减振和二级减振盖板 17 产生相对转动, 直至花键轴套 10 外齿与主减振轴套板 7 内齿相接触, 该过程转动的角度即为二级减振工作角度(图 3c); 同时, 在波形弹簧 16 作用下, 预减振阻尼片 14、轴承环 3 与主减振钢片 1 之间共同产生二级减振阻尼。

(3) 主减振阶段, 当花键轴套 10 外齿与主减振轴套板 7 内齿刚好接触后, 花键轴套 10 带动预减振和二级减振轴套板 A、预减振和二级减振轴套板 B 和主减振轴套板 7 一起转动, 压缩主减振弹簧 8, 从而与主减振钢片 1 和主减振盖板 15 间产生相对转动, 直到主减振轴套板 7 与限位铆钉 9 相接触, 该过程转动的角度即为主减振工作角度(图 3d); 同时, 在碟形弹簧的作用下, 阻尼片 2、阻尼片 13 和主减

振钢片 1、主减振盖板 15 之间, 以及主减振钢片 1 的四个凸台和主减振轴套板 7 外径处相接触, 从而共同产生主减振阻尼。

图2 新型三级刚度扭转减振器结构总成爆炸图

1. 主减振钢片 2. 阻尼片 A 3. 轴承环 4. 摩擦片 5. 波形片铆钉
6. 摩擦片铆钉 7. 主减振轴套板 8. 主减振弹簧 9. 限位铆钉
10. 花键轴套 11. 碟形弹簧 12. 十字垫圈 13. 阻尼片 B
14. 预减振阻尼片 15. 主减振盖板 16. 波形弹簧
17. 预减振和二级减振盖板 18. 预减振弹簧
19. 预减振和二级减振轴套板 A 20. 二级减振弹簧
21. 预减振和二级减振轴套板 B 22. 预减振和二级减振钢片
23. 波形片

图3 新型三级刚度扭转减振器部分细节结构和工作角位移图

该新型三级刚度扭转减振器的技术优势主要体现在以下几个方面。

(1) 在基本不改变扭转减振器轴向和径向空间的条件下, 在传统预减振、主减振的基础上增加了第二级减振, 即爬行工况减振, 从而实现了减振器三级减振的能力, 从而有效改善爬行工况下的整车 NVH 问题, 同时, 该三级刚度扭转减振器保留原有传统扭转减振器的大部分零件, 结构改型成本大大降低。

(2) 利用主减振轴套板和主减振钢片凸台间的摩擦作用提供主减振阻尼, 主减振阻尼具有更大的摩擦半径和更高的摩擦系数, 可以实现大阻尼设计。

(3) 三级减振具有各自独立的阻尼和弹簧机构, 根据不同工况需求, 可以实现独立地控制与调节各级减振性能参数, 可将本设计方案进一步推广, 针对车辆多种行驶工况, 通过改变各级减振的轴套板设计实现更多级数减振的能力。

2 扭转减振器传递特性专用台架试验

根据车辆基本性能参数和一档爬行工况下负载扭矩需求, 进行三级刚度扭转减振器性能参数设计^[11-13], 并试制了该款新型三级刚度扭转减振器样件, 利用如图 4 中所示的离合器扭转减振器扭矩传递特性专用台架试验验证结构设计和性能参数设

图4 离合器扭转减振器扭矩传递特性专用台架试验

1. 液压压力装置 2. 压力盘装置 3. 角度传感器 4. 扭转减振器样件
5. 支撑盘装置 6. 扭矩传感器 7. 电机 8. 底座支架

计的有效性。测试过程如下^[13]: 首先, 将扭转减振器样件置于测试台架的芯棒上, 台架上压盘下行压住摩擦片, 芯棒以较低的旋转速度预旋转一个来回, 确定从动盘刚度零点位置和正向反向的极限角度。其次, 芯棒回到刚度零点位置, 加载扭矩使芯棒以较低的速度正向旋转至极限转角, 之后卸载扭矩至芯棒回到零点位置, 同时将扭矩传感器测得的扭矩数据保存于系统中, 反向旋转亦然。最后, 将正向和反向所测扭矩数据导出。

测得原车的传统从动盘式扭转减振器和设计开发的新型三级刚度扭转减振器扭矩传递特性结果分别如图5、6所示。由图5可知, 传统从动盘式扭转减振器驱动侧包括两级弹性扭转刚度, 减振

(a) 整个工作角度内扭矩传递特性曲线

(b) 第一级工作角度内扭矩传递特性曲线

图5 传统从动盘式扭转减振器扭矩传递特性曲线

(a) 整个工作角度内扭矩传递特性曲线

(b) 第一级和第二级工作角度内扭矩传递特性曲线

图6 新型三级刚度扭转减振器扭矩传递特性曲线

器驱动侧第一级弹性扭转刚度和第二级弹性扭转刚度大小分别为 $0.42 \text{ N} \cdot \text{m}/(^{\circ})$ 和 $18.9 \text{ N} \cdot \text{m}/(^{\circ})$, 第一级和第二级弹性扭转刚度间的转折转角大小为 6.6° ; 由图6可知, 设计开发的三级刚度扭转减振器驱动侧包括三级弹性扭转刚度, 减振器驱动侧第一级、第二级和第三级弹性扭转刚度大小分别为 $0.35 \text{ N} \cdot \text{m}/(^{\circ})$ 、 $1.7 \text{ N} \cdot \text{m}/(^{\circ})$ 和 $18.5 \text{ N} \cdot \text{m}/(^{\circ})$, 第一级和第二级弹性扭转刚度间的转折转角大小为 6.6° , 第二级和第三级弹性扭转刚度间的转折转角大小为 12.0° , 结果表明第1.2节中三级刚度扭转减振器机械结构设计有效。

3 三级刚度扭转减振器实车性能试验

3.1 实车试验方案

选取平直、足够长的沥青路面(纵坡度不超过 0.3%)和空旷低背景噪声的环境(跑道中心线两侧 20 m 范围内没有大的声反射物)进行不同减振器性能和变速器齿轮敲击实车道路试验。为了评价不同类型扭转减振器性能, 需要测量减振器前后旋转部件(发动机飞轮和变速器输入轴)扭转振动和变速器齿轮敲击情况, 实车试验布置的传感器方案如图7所示。其中, 图7a中为测试发动机飞轮转速的转速传感器, 图7b中为测试变速器输入轴转速的转速传感器, 图7c中为变速器近处传声器, 图7d中为驾驶室内驾驶员人耳头戴式传声器。

图7 实车试验各传感器布置方案

实车试验具体注意事项主要如下。

(1) 压电式传声器易受外界环境温度、湿度等因素影响, 开展实车试验测试前, 需要利用传声器标定器对于传声器进行标定, 否则会影响变速器噪声测量的准确性; 压电式加速度传感器不易受外界

温度、湿度等因素影响,试验测试前只需按照传感器出厂标定标签设置好各方向灵敏度。

(2) 在发动机缸体和变速器壳体表面安装加速度传感器时,应选取平面位置粘贴,要求安装表面平整,不能有油污、碎屑等杂物,传感器要与被测壳体表面良好固定,保证紧密接触,连接牢固,振动过程中不能有松动;传感器安装后,传感器与导线的接头应紧固连接,测试过程中不能出现松动,信号传输导线应固定,可防止传感器与被测表面松开摔到地上而损坏传感器,避免导线与发动机排气管和缸体等高温设备相接触,同时,保证固定导线时接头处的导线应处于舒展状态,不应拉紧受力。

3.2 装备传统从动盘式扭转减振器的实车试验

车辆装备传统从动盘式扭转减振器时,试验测得一档爬行工况下发动机和变速器输入轴转速结果如图8所示,发动机和变速器输入轴转速均值约为845 r/min,发动机和输入轴转速在均值上下波动幅值均约为21 r/min,存在输入轴转速幅值大于发动机转速幅值情况,输入轴转速波动较为剧烈,减振器减振作用不明显。利用频谱分析方法,得到发动机和变速器输入轴转速频谱分析结果如图9所示,

图8 装备传统从动盘式扭转减振器情况下发动机和变速器输入轴转速

图9 装备传统从动盘式扭转减振器情况下发动机和变速器输入轴转速频谱图

在 28.1 Hz 和 56.3 Hz 处发动机转速幅值分别约为 8.2 r/min 和 2.5 r/min,在 28.1 Hz 和 56.3 Hz 处变速器输入轴转速同样存在峰值,转速幅值分别约为 7.2 r/min 和 1.4 r/min,减振器减振作用不明显。

为了准确测量车辆在一档爬行工况下扭转减振器工作角位移,测试过程如下(图10):待车辆在一档爬行工况下发动机运转平稳后开始测试,一段时间后驾驶员操纵车辆从一档爬向行驶状态至车辆完全停住,操纵换档杆至空档,完全释放离合器踏板和油门踏板,之后直接用手推动换档杆至一档挂入档位位置方向,直至用手难以推动换档杆(此刻减振器负载扭矩最大,减振器工作在第一级刚度极限转角处),之后慢慢松开换档杆,测试过程结束。通过将整个过程测得的发动机和变速器输入轴角速度差值在时域内进行积分,得到的结果如图11a所示,图中椭圆区域内被认为减振器工作在第一级弹性扭转刚度极限角度 6.6° 处,此时图中扭转减振器工作角位移最大值为 -0.4° ,与减振器第一级弹性扭转最大值角度 6.6° 相差 7.0° ,因此需要将图11a中扭转减振器工作角位移整体相加 7.0° ,得到整个测试过程减振器实际工作角位移结果如图11b所示。相应地,得到与图8对应的时域内减振器工作角位移如图12所示,可知,原车在一档爬行工况下,扭转减振器工作角位移主要在 $5.0^\circ \sim 7.0^\circ$ 范围内,正好位于传统从动盘式扭转减振器驱动侧第一级和第二级过渡区域,此时主减振轴套板内齿反复撞击花键轴套外齿,从而激起变速器输入轴剧烈地扭转波动。

图10 扭转减振器工作角位移试验测试操作示意图

(b) 工作角位移调整后

图 11 一档爬行工况下传统从动盘式扭转减振器工作角位移测试结果

图 12 一档爬行工况下传统从动盘式扭转减振器实际工作角位移

进一步地,测得的变速器近处齿轮敲击噪声时频分析结果如图 13 所示,变速器近处齿轮敲击噪声具有明显的宽频特征,时频图中能量主要集中在 450~4 000 Hz 频率范围内,最大值约为 69.1 dB(A),平均值约为 53.0 dB(A);驾驶员人耳处噪声时频分析结果如图 14 所示,驾驶员人耳处噪声同样具有较明显的宽频特性,在 700~1 500 Hz 频率范围内,驾驶员人耳处噪声时频图能量比较集中,最大值约为 37.3 dB(A),在对应的 450~4 000 Hz 频率范围内平均值约为 19.1 dB(A)。综合可知,在一档爬行工

图 13 装备传统从动盘式扭转减振器情况下变速器近处齿轮敲击噪声时频分析结果

图 14 装备传统从动盘式扭转减振器情况下驾驶员人耳处噪声时频分析结果

况下,车辆在安装传统从动盘式扭转减振器情况下,变速器输入轴扭转波动和变速器齿轮敲击均较严重,驾驶员可明显感知变速器齿轮敲击噪声。

3.3 装备新型三级刚度扭转减振器的实车试验

车辆装备三级刚度扭转减振器后,试验测得一档爬行工况下发动机和变速器输入轴转速结果如图 15 所示,发动机和输入轴转速均值约为 845 r/min,发动机和输入轴转速波动幅值分别约为 21 r/min 和 15 r/min,减振器减振效果明显,与图 8 中结果相比,输入轴转速波动幅值降低了 6 r/min。利用频谱分析方法,得到发动机和变速器输入轴转速频谱分析结果如图 16 所示,在 28.1 Hz 和 56.3 Hz 处发动机转速幅值分别约为 7.2 r/min 和 1.6 r/min,在 28.1 Hz 和 56.3 Hz 处输入轴转速幅值分别约为 5.2 r/min 和 0.04 r/min,与图 9 中结果相比,在 28.1 Hz 和 56.3 Hz 处变速器输入轴转速幅值分别降低了 2.0 r/min 和 1.4 r/min,减振器减振作用明显。

图 15 装备三级刚度减振器情况下发动机和变速器输入轴转速

(a) 发动机转速频谱图

(b) 变速器输入轴转速频谱图

图 16 装备三级刚度扭转减振器情况下发动机和变速器输入轴转速频谱图

新型三级刚度扭转减振器工作角位移测试过程与传统从动盘式扭转减振器测试过程相同,通过整个过程测得的发动机和变速器输入轴角速度差值在时域内进行积分,得到调整前的三级刚度扭转减

振器工作角位移如图 17a 所示, 因三级刚度扭转减振器第二级弹性扭转刚度较小, 认定图中椭圆区域内三级刚度扭转减振器应工作在第二级弹性扭转刚度极限转角 12.0° 处, 得到调整后的三级刚度扭转减振器实际工作角位移如图 17b 所示。相应地, 得到与图 15 对应的三级刚度扭转减振器实际工作角位移结果如图 18 所示, 在一档爬行工况下三级刚度扭转减振器工作角位移在 $6.8^\circ \sim 9.0^\circ$ 范围内, 完全位于三级刚度扭转减振器第二级弹性扭转刚度范围内, 与图 12 中结果相比, 三级刚度扭转减振器不存在往复工作在驱动侧第一级和第二级过渡区域的现象。

图 17 一档爬行工况下三级刚度扭转减振器工作角位移测试结果

图 18 一档爬行工况下传统从动盘扭转减振器工作角位移

装备三级刚度扭转减振器后, 变速器近处齿轮敲击噪声时频分析结果如图 19 所示, 变速器近处齿轮敲击噪声时频图中能量集中在 $450 \sim 4\ 100\ \text{Hz}$ 宽频范围内, 最大值约为 $68.2\ \text{dB(A)}$, 平均值约为 $51.8\ \text{dB(A)}$, 与图 13 中结果对比, 变速器近处齿轮敲击噪声平均值降低了 $1.2\ \text{dB(A)}$, 宽频带内时频图暖色明显减轻; 驾驶员人耳处噪声时频分析结果如图 20 所示, 在 $450 \sim 1\ 100\ \text{Hz}$ 频率范围内, 人耳处噪声时频图能量比较集中, 最大值约为 $36.3\ \text{dB(A)}$, 在

$450 \sim 4\ 100\ \text{Hz}$ 频率范围内噪声能量平均值约为 $18.5\ \text{dB(A)}$, 与图 14 中结果对比, 人耳处噪声平均值降低了 $0.6\ \text{dB(A)}$ 。综合可知, 相对于传统从动盘式扭转减振器, 当车辆装备新型三级刚度扭转减振器后, 在一档爬行工况下变速器输入轴转速波动情况和变速器齿轮敲击噪声均明显改善, 三级刚度扭转减振器性能良好。

图 19 装备三级刚度扭转减振器情况下变速器近处齿轮敲击噪声时频分析结果

图 20 装备三级刚度扭转减振器情况下驾驶员人耳处噪声时频分析结果

4 结论

(1) 阐述了传统从动盘式扭转减振器和新型三级刚度扭转减振器的机械结构特点和工作原理, 在基本不改变扭转减振器轴向和径向空间的条件下, 开展新型三级刚度机械结构设计和性能参数设计, 并利用扭转减振器扭矩传递特性测试专用台架验证了三级刚度扭转减振器机械结构设计的可靠性。

(2) 通过合理设计车辆爬行工况下实车试验测试流程, 结合利用扭转减振器扭矩传递特性专用台架试验测试结果, 有效得到扭转减振器实际工作角位移, 可直接判断扭转减振器工作角度范围, 解决了工程实际中一直存在的扭转减振器工作角位移难以测量问题, 该方法可推广至其他类型车辆扭转减振器工作角位移测量。

(3) 利用实车道路试验, 分析发动机和变速器输入轴转速时、频域结果以及变速器近处齿轮敲击噪声和驾驶员人耳处噪声时频分析结果、扭转减振

器实际工作角位移结果, 试验结果表明, 装备新型三级刚度扭转减振器后, 在一档爬行工况下三级刚度扭转减振器完全工作在驱动侧第二级弹性刚度范围内, 减振器不存在往复工作在第一级刚度和第二级刚度过渡区域的现象, 与传统从动盘式扭转减振器相比, 变速器输入轴转速波动幅值降低了 6 r/min, 在 450~4 100 Hz 宽频范围内, 变速器近处齿轮敲击噪声平均值降低了 1.2 dB(A), 驾驶员人耳处噪声平均值降低了 0.6 dB(A), 变速器输入轴转速波动情况和变速器齿轮敲击噪声均明显改善, 该结论与富有经验的驾驶员的主观评价结果一致。

参 考 文 献

- [1] 吴光强, 栾文博. 汽车传动系相关 NVH 问题的动力学研究论述[J]. 机械工程学报, 2013, 49(24): 108-116.
WU Guangqiang, LUAN Wenbo. Reviews of dynamic research for NVH problems related to automotive driveline[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(24): 108-116.
- [2] 项小雷, 陈德鑫, 李松松. 双中间轴式手动变速器齿轮敲击噪声理论及试验研究[J]. 汽车技术, 2014(11): 1-6, 16.
XIANG Xiaolei, CHEN Dexin, LI Songsong. Theoretical & experimental research of gear rattle noise of a double intermediate shaft manual transmission[J]. Automobile Technology, 2014(11): 1-6, 16.
- [3] PRASAD J S, DAMODAR N C, NAIDU T S. Clutch hysteresis maximization for elimination of gear rattle in a passenger bus[R]. SAE Technical Paper, 2013-26-0100.
- [4] TSUJIUCHI N, KOIZUMI T, HARA N, et al. The effects of clutch damper in idling driveline rattle[C]//Topics in Nonlinear Dynamics, Volume 1: Proceedings of the 31st IMAC, A Conference on Structural Dynamics, 2013. Springer Science & Business Media, 2013, 35: 259-267.
- [5] BHAGATE R, BADKAS A, MOHAN K. Driveline torsional analysis and parametric optimization for reducing driveline rattle[R]. SAE 2015-01-2176, 2015.
- [6] WANG M Y, ZHAO W, MANOJ R. Numerical modelling and analysis of automotive transmission rattle[J]. Journal of Vibration and Control, 2002, 8(7): 921-943.
- [7] STEINEL K. Clutch tuning to optimize noise and vibration behavior in trucks and buses[R]. SAE, 2000-01-3292, 2000.
- [8] THEODOSSIADES S, GNANAKUMARR M, RAHNEJAT H, et al. Effect of a dual-mass flywheel on the impact-induced noise in vehicular powertrain systems[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2006, 220(6): 747-761.
- [9] ALEX ANDER F, ROLAND S. DMF simulation techniques-finding the needle in the haystack[C]//8th LuK Symposium, 2006: 55-71.
- [10] 李伟, 龙岩, 史文库. 离心摆式 DMF-CS 扭振减振器隔振性能分析[J]. 中国机械工程, 2009(15): 1787-1790.
LI Wei, LONG Yan, SHI Wenku. Analysis of isolation of the torsional vibration of DMF-CS with centrifugal pendulum-type absorber[J]. China Mechanical Engineering, 2009(15): 1787-1790.
- [11] WU Huwei, WU Guangqiang. Driveline torsional analysis and clutch damper optimization for reducing gear rattle[J]. Shock and Vibration, vol. 2016, Article ID 8434625.
- [12] WU Guangqiang, WU Huwei, CHEN Xiang. The Nonlinear characteristics impact of multi-staged stiffness clutch damper on the vehicle creeping[R]. SAE, 2016-01-0431, 2016.
- [13] 吴虎威, 吴光强, 陈祥, 等. 考虑迟滞特性的多级刚度扭转减振器建模及试验验证[J]. 振动与冲击, 2017, 36(2): 170-176.
WU Huwei, WU Guangqiang, CHEN Xiang, et al. Numerical and experimental analysis on multi-staged stiffness clutch dampers considering hysteresis characteristics[J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(2): 170-176.

作者简介: 吴虎威, 男, 1987 年出生, 博士研究生。主要研究方向为车辆动力传动系统振动噪声。

E-mail: 1133054@tongji.edu.cn

吴光强(通信作者), 男, 1965 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为车辆现代化设计理论及方法以及车辆动力学及其控制。

E-mail: wuguangqiang@tongji.edu.cn

陈祥, 男, 1969 年出生, 博士, 高级工程师。主要研究方向为离合器产品设计及开发。

E-mail: xiang.chen@zf.com

王军伟, 男, 1985 年出生, 硕士, 工程师。主要研究方向为离合器产品设计及开发。

E-mail: junwei.wang@zf.com

郭继伟, 男, 1985 年出生, 硕士, 工程师。主要研究方向为离合器产品设计及开发。

E-mail: jiwei.guo@zf.com

苑仁飞, 男, 1990 年出生, 博士生。主要研究方向为车辆动力传动系统振动噪声。

E-mail: yuanrenfei@126.com

孙硕, 男, 1992 年出生, 硕士研究生。主要研究方向为车辆动力传动系统振动噪声。

E-mail: sunshuo7f@163.com