

机械变速器齿轮敲击及抑制措施试验

吴虎威¹, 吴光强^{1,2}, 陈祥^{1,3}, 庄婷³

(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: 利用专用台架试验和实车试验系统地研究了机械变速器齿轮敲击动力学特征、产生机理及抑制措施。首先, 阐述了变速器齿轮敲击试验工况和传感器布置方案, 明确试验测试和数据后处理中的注意事项; 其次, 通过专用台架试验测试了原车装备的离合器扭转减振器性能参数, 利用实车试验分析原车在驻车怠速和爬行 2 种稳态工况下变速器齿轮敲击现象; 最后, 提出通过扭转减振器参数调校抑制齿轮敲击强度的方法, 并通过实车试验验证其有效性。研究成果可进一步为离合器产品开发和解决工程实际中的变速器齿轮敲击难题提供参考。

关键词: 齿轮敲击; 动力学; 实车试验; 产生机理; 参数调校

中图分类号: U463.2

文献标志码: A

Experimental Analysis of Manual Transmission Gear Rattle Dynamics and its Inhibition Measure

WU Huwei¹, WU Guangqiang^{1,2}, CHEN Xiang^{1,3}, ZHUANG Ting³

(1. School of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. Institute of Industrial Science, University of Tokyo, Tokyo 153-8505, Japan; 3. Shanghai Sachs Powertrain Components Systems Co., Ltd., Shanghai 201708, China)

Abstract: Dynamic characteristics, generation mechanism and inhibition measure of manual transmission gear rattle were analyzed systematically by specialized bench test and vehicle experiment. Firstly, experimental condition and sensor layout of manual transmission gear rattle were designed and considerations for specific experimental operation and data postprocessing were clarified. Secondly, characteristics measurement of the original clutch damper was implemented on a special test bench, and vehicle experiments of manual

transmission gear rattle were conducted on two steady conditions including idling and creeping condition. Finally, clutch damper parameters optimization was proposed to inhibit severe gear rattle phenomenon and then it was validated by vehicle experiments. The research achievements would contribute to improving clutch damper products and solving gear rattle problem in the engineering practice.

Key words: gear rattle; dynamics; vehicle experiment; generation mechanism; parameter optimization

汽车噪声、振动与声振粗糙度 (noise, vibration, harshness, NVH) 是衡量汽车乘坐舒适性的重要指标, 车辆的 NVH 问题是国际汽车业各大整车制造企业和零部件企业关注的问题之一。有统计资料显示, 整车约有 1/3 的故障问题是和车辆的 NVH 问题有关的, 而各大公司有近 20% 的研发费用消耗在解决车辆的 NVH 问题上。变速器作为汽车动力传动系统的重要组成部分, 其噪声包括变速器啸叫噪声、齿轮敲击噪声、换挡噪声、轴承噪声和 Clonk 噪声, 是汽车振动噪声的主要来源^[1]。齿轮敲击噪声因其特殊的宽频噪声特性而区别于其他噪声, 易使乘员感到烦躁不安以及误以为变速器出现系统故障, 从而引起顾客越来越多的抱怨。因此, 研究变速器齿轮敲击产生机理和抑制措施显得尤为重要。

试验方法是研究齿轮敲击振动的重要手段, 目前针对变速器齿轮敲击现象的实验研究成果已有很多。Darrell Robinette 等^[2]通过变速器齿轮敲击实验台架测试得出各挡位发生齿轮敲击的阈值, 并分析不同因素对于齿轮敲击强度影响规律, 但是试验中利用加载电机阶跃增加的扭矩作为变速器动力输入

收稿日期: 2016-06-19

基金项目: 国家自然科学基金(51575393)

第一作者: 吴虎威(1987—), 男, 博士生, 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

通讯作者: 吴光强(1965—), 男, 教授, 博士生导师, 工学博士, 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

扭矩,这与实车发动机输出扭矩完全不同;Crowther 等^[3]搭建一种变速器齿轮敲击实验台架结构,利用驱动电机通过万向节直接与变速器输入轴相连,控制电机以恒定转速输出,利用 2 套万向节装置配合工作产生周期性扭矩波动从而模拟发动机扭矩输入,局限在于该扭矩波动值小于 $2\text{N} \cdot \text{m}$,实车发动机动态输出扭矩波动幅值可达几十至上百牛米,该装置模拟扭矩输入与实际差距较大;蔡龙生等^[4]利用基于某型手动变速器及传动台架研究了齿轮敲击现象,对扫描试验中振动信号采用包络解调信号处理方法,可定性地判断出具体某一挡位是否发生齿轮敲击现象,但是未能通过指标参数或者对比试验定量地衡量敲击强度的强弱;变速器润滑油特性可显著影响被动齿轮敲击受力情况,王连生等^[5]利用试验验证考虑齿轮阻滞力矩的手动变速器齿轮系的多体动力学模型的准确性,结果表明适当增加阻滞力矩可降低齿轮敲击噪声,且存在最佳阻滞力矩使得齿轮敲击噪声最小,但是增加阻滞力矩的措施会降低变速器传递效率. 变速器齿轮敲击现象是实车动力传动系统各部件综合作用的结果,发动机转速波动是振动的来源,扭转减振器作用是改变系统固有特性和减少振动波动幅值,变速器齿轮系统运动是振动系统的响应. 廖芳等^[6]利用整车转毂试验研究变速器齿轮敲击现象,提出可利用振动相对能量法辨识齿轮敲击振动水平,但是未能给出抑制变速器齿轮敲击的具体措施;徐旭初等^[7]设计开发了一种新型三级刚度离合器扭转减振器,这种减振器比传统的二级刚度扭转减振器具有良好的减振效果,特别是在小转矩的情况下,但是需重新设计减振器结构,提高了离合器的研发周期和成本. 离合器扭转减振器参数调校成为改进变速器齿轮敲击现象的一种重要措施,Prasad 等^[8]利用实车试验对比装备 2 款阻尼大小不同的扭转减振器的变速器齿轮敲击强度,结果表明在有效范围内增加减振器阻尼可有效减弱变速器齿轮敲击强度,项小雷等^[9]通过更换大阻尼的离合器从动盘同样有效降低了变速器齿轮的敲击强度,但是单一更改减振器阻尼大小对于同时抑制不同工况下变速器齿轮敲击强度大小非常有限,且过大的阻尼会影响减振器传递效率.

本文设计了汽车变速器齿轮敲击振动噪声实车试验方案,针对所测的振动、噪声和转速信号,利用小波阈值降噪方法和短时傅里叶变换后处理方法,分析了变速器齿轮敲击产生机理与敲击振动噪声频率特征;综合考虑整车研发周期和成本,提出采用离

合器扭转减振器参数调校方法(同时更改扭转刚度和阻尼大小)兼顾抑制不同行驶工况下变速器齿轮敲击强度.

1 汽车变速器齿轮敲击试验方案

1.1 试验车辆基本情况和性能参数

试验车辆基本信息和参数如表 1 所示. 车辆装备的六速手动变速器具体结构如图 1 所示,为两轴式设计型式,包括 6 个前进挡和 1 个倒挡,各挡均采用同步器换挡. 输入轴上的一挡和二挡齿轮与轴制成一体,而三挡、四挡、五挡和六挡齿轮通过滚针轴承空套在轴上;输出轴上的一挡和二挡齿轮通过滚针轴承空套在轴上,而三挡、四挡、五挡和六挡齿轮通过花键与轴连接;倒挡齿轮与输出轴一挡齿轮常啮合,倒挡轴上另外一个齿轮与主减速器被动齿轮常啮合.

表 1 试验车辆基本信息和参数

Tab.1 List of fundamental vehicle information and parameters

名称	参数值或类型
车型	SUV
整车质量	1 370 kg
驱动方式	前置前驱
变速器类型	六速手动变速器
发动机排量	1.5 L
发动机进气形式	涡轮增压
发动机最大功率	100 kW(在 $5\,500\text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$)
发动机最大扭矩	$2\,20\text{ N} \cdot \text{m}$ (在 $1\,800 \sim 3\,500\text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$)

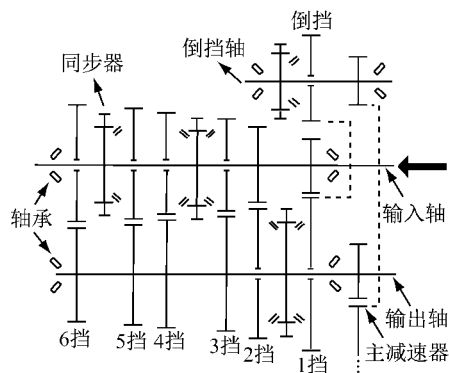


图 1 两轴式六速手动变速器具体结构

Fig.1 Specific structure for a twin-shaft 6-speed manual transmission

1.2 试验工况和传感器布置方案

在车辆开发的最后验证阶段对某批次试验样车进行振动噪声测试评估时发现,车辆在爬行工况(变速器挂上一挡,驾驶员完全释放制动踏板和油门踏

板)下产生了较严重的变速器齿轮敲击噪声,易使驾驶员感到烦躁不安。因扭转减振器第一级参数调校对于驻车怠速和爬行工况下齿轮敲击振动特性均有影响,因此实车试验测试针对驻车怠速和爬行工况进行变速器齿轮敲击振动噪声研究。

试验测试选取平直、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),采用的数据采集设备如图2所示,主要包括Rotec数据采集设备和Head数据采集设备,其中Rotec数据采集设备用于采集发动机飞轮和齿轮转速信号,Head数据采集设备用于采集振动加速度信号和声音信号,并且可用于实时回放和监听数据信号。

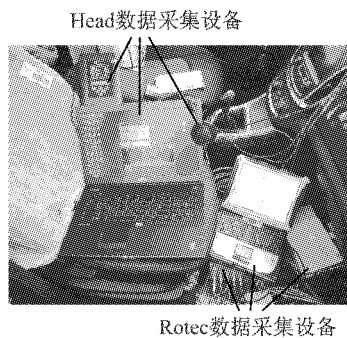


图2 实车试验数据采集设备

Fig.2 Data acquisition equipment for vehicle experiments

试验中采用的转速传感器、振动加速度传感器和声压传感器类型和布置位置如表2所示,包括2个转速传感器、2个振动加速度传感器、1个传声器(采集变速器近场噪声)和1个双耳头戴式耳机(采集驾驶员左、右耳声音信号)。文中述及的三向振动加速器采集振动方向,具体定义如下:纵向为汽车前进时的方向,横向为垂直于汽车侧面的方向,垂向为垂直于地面的方向。

表2 试验采用的传感器类型和位置

Tab.2 List of sensor type and layout in vehicle experiments

编号	类型	位置
1	转速传感器	发动机飞轮
2	转速传感器	输入轴一档齿轮
3	三向加速度传感器	变速器输入轴轴承座
4	三向加速度传感器	变速器壳体中部
5	传声器	靠近变速器壳体中部
6	双耳头戴式耳机 BSH	驾驶员双耳处

1.3 试验测试要求

为了保证变速器齿轮敲击振动噪声试验数据的

有效性,具体操作中应注意的事项包括:

(1) 测量发动机飞轮和变速器内部齿轮转速信号时,需要在离合器罩壳体和变速器壳体上打螺纹孔,打孔前应先确定好需采集信号的齿轮齿宽中心截面相对于变速器壳体端面的相对位置,保证转速传感器正对于齿宽中心位置,且安装位置应在有效距离内。

(2) 在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,避免与发动机排气管等高温设备相接触,以免损坏传感器与线束。

(3) 实车试验时在天气良好、无风或者微风条件下进行,测量时车辆门窗处于关闭状态,车内其他辅助设备如无特殊要求不允许开启,保证车内本底噪声比所测车内噪声低至少10dB(A),且测试应不会被偶然的声源所干扰。

(4) 对于实车试验测试数据,不可避免存在噪声信号,进行短时傅里叶变换前需利用小波阈值降噪方法去除噪声信号。

2 扭转减振器参数优化前试验及结果分析

2.1 优化前从动盘式扭转减振器性能参数测试

原车装备的是2级刚度从动盘式扭转减振器,利用如图3所示的专用台架测试减振器性能参数。试验过程如下:首先,将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,将正向旋转和反向旋转所测扭矩数据导出。

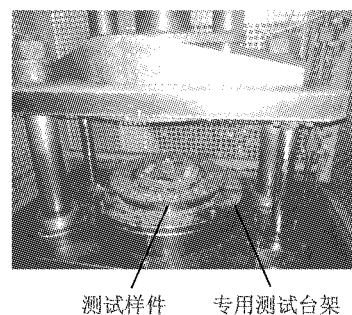


图3 扭转减振器性能参数台架试验

Fig.3 Specific bench test for clutch damper characteristics

台架试验测得该扭转减振器扭矩传递特性曲线如图 4 所示,其中图 4a 为全工作角度范围内扭转减振器扭矩传递特性曲线,工作区域分为驱动侧(drive side)和拖动侧(coast side);图 4b 为第 1 级范围内扭转减振器扭矩传递特性曲线,传统扭转减振器第 1 级参数设计主要为了满足驻车怠速工况需求.由图 4 可知,驱动侧第 1 级弹簧扭转刚度大小为 $0.41 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot (^{\circ})^{-1}$,驱动侧第 2 级弹簧扭转刚度大小为 $18.8 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot (^{\circ})^{-1}$,第 1 级和第 2 级间的转折转角大小为 6.6° ,第 1 级极限工作扭矩约为 $2.71 \text{ N} \cdot \text{m}$,阻尼力矩为 $0.06 \text{ N} \cdot \text{m}$.

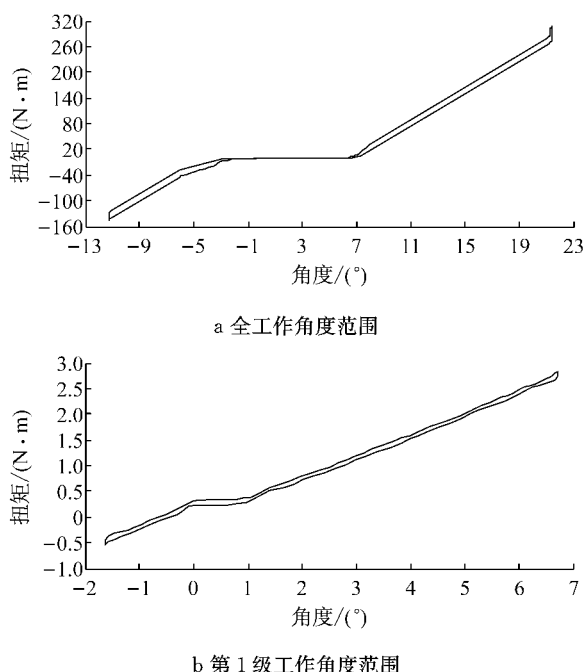


图 4 优化前的扭转减振器扭矩传递特性台架试验结果
Fig.4 Bench test results of the pre-improved clutch damper characteristics

2.2 优化前怠速工况变速器齿轮敲击结果及分析

在时域内,由图 5a 可知,在驻车怠速工况下,发动机和变速器输入轴转速均值约为 $745 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$,发动机转速在均值上下波动幅值约为 $15 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$,输入轴转速在均值上下波动幅值约为 $11.5 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$,变速器输入轴转速波动幅值小于发动机转速波动幅值,减振器减振作用明显;由图 5b 可知,在驻车怠速工况下扭转减振器工作角位移主要在 $2.0^{\circ} \sim 4.5^{\circ}$ 范围内,位于扭转减振器驱动侧第 1 级区域内.

通过振动加速度信号时频分析结果,由图 6a 可知,变速器输入轴轴承座横向加速度能量主要集中在 $500 \sim 3900 \text{ Hz}$ 内,最大值约为 113.1 dB ;由图 6b 可知,变速器壳体中部纵向加速度能量主要集中在 $600 \sim 7000 \text{ Hz}$ 内,其中在 $1300 \sim 3500 \text{ Hz}$ 内尤其

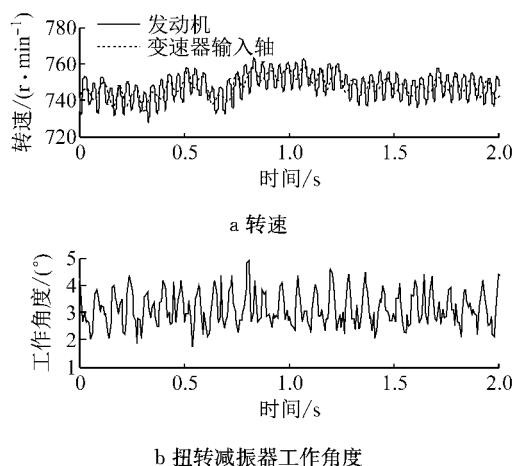


图 5 优化前怠速工况下转速和扭转减振器工作角度
Fig.5 Rotational speed and operation angle of clutch damper on idle condition before improvement

明显,最大值约为 113.7 dB .

通过声音信号时频分析结果,由图 6c 可知,靠近变速器处齿轮敲击噪声具有较明显的宽频特征,时频图中能量主要集中在 $500 \sim 4000 \text{ Hz}$ 内,最大值约为 66.0 dB(A) ;由图 6d 可知,驾驶员人耳处噪声同样具有较明显的宽频特性,在 $800 \sim 1500 \text{ Hz}$ 内,人耳处噪声时频图能量比较集中,最大值约为 24.5 dB(A) ,在 $500 \sim 800 \text{ Hz}$ 和 $2000 \sim 4000 \text{ Hz}$ 内,相对于变速器近处噪声,人耳处噪声时频图能量明显降低.通过具有丰富经验的驾驶员主观评价,该工况下变速器齿轮敲击噪声不明显.

2.3 优化前爬行工况变速器齿轮敲击结果及分析

在时域内,由图 7a 可知,在一挡爬行工况下发动机和变速器输入轴转速均值约为 $845 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$,发动机转速在均值上下波动幅值约为 $21 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$,变速器输入轴转速在均值上下波动幅值约为 $21 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$,存在变速器输入轴转速幅值大于发动机转速幅值的情况,变速器输入轴转速波动较为剧烈,减振器减振作用不明显;由图 7b 可知,扭转减振器工作角位移主要在 $5.0^{\circ} \sim 7.0^{\circ}$ 范围内,正好位于扭转减振器第 1 级和第 2 级过渡区域.

通过振动加速度信号时频域分析结果,由图 8a 可知,变速器输入轴轴承座横向加速度能量主要集中在 $500 \sim 3900 \text{ Hz}$ 内,该频率区域内能量分布均匀,最大值约为 114.5 dB ;由图 8b 可知,变速器壳体中部纵向加速度主要集中在 $500 \sim 4000 \text{ Hz}$ 内,其中在 $1500 \sim 3200 \text{ Hz}$ 内尤其明显,最大值约为 118.8 dB .

通过声音信号时频域分析结果,由图 8c 可知,在靠近变速器处,齿轮敲击噪声具有明显的宽频特

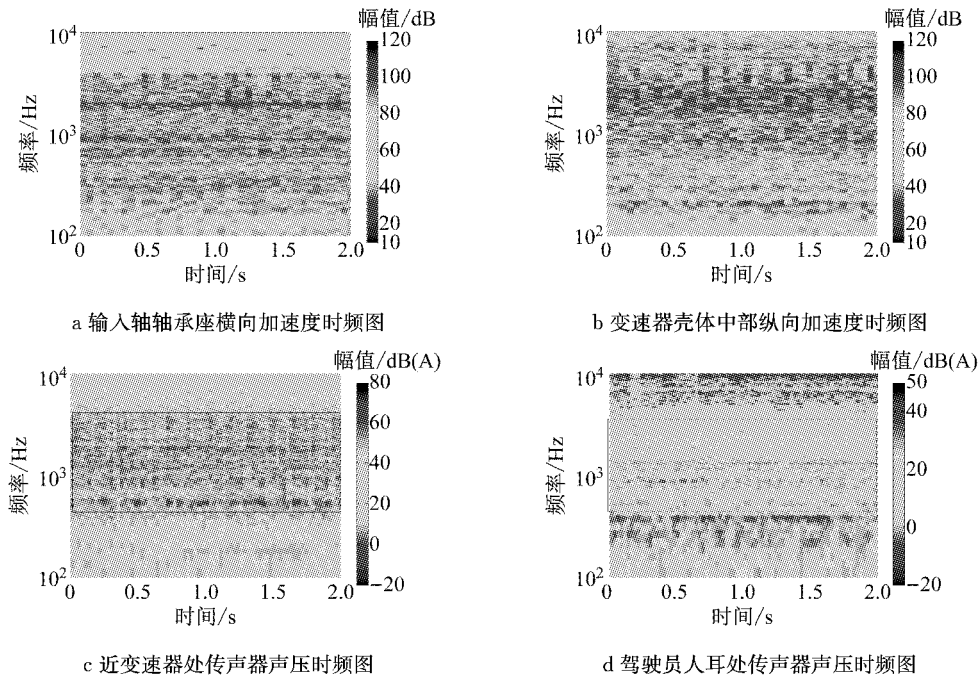


图6 优化前怠速工况下信号时频分析结果

Fig.6 Experiment results in time-frequency domain on idle condition before improvement

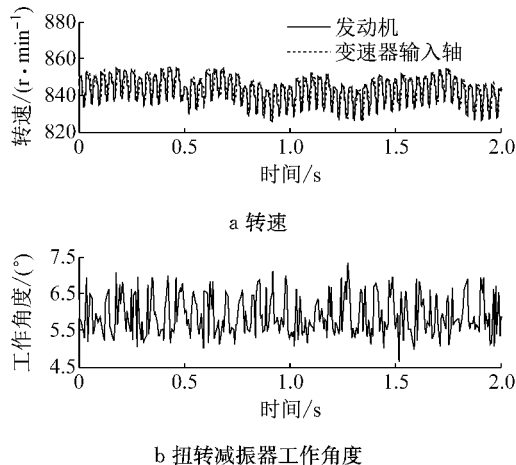


图7 优化前爬行工况下转速和扭转减振器工作角度

Fig.7 Rotational speed and operation angle of clutch damper on creeping condition before improvement

征,能量主要集中在 450~4 000 Hz 内,最大值约为 69.1 dB(A);由图 8d 可知,驾驶员人耳处噪声同样具有明显的宽频特性,在 700~1 500 Hz 内,人耳处噪声能量比较集中,最大值约为 37.3 dB(A),在 450~700 Hz 和 1 500~4 000 Hz 内,相对于变速器近处噪声,人耳处噪声能量明显降低。

同样地,通过驾驶员主观评价发现,在一挡爬行工况下变速器存在较严重的变速器齿轮敲击噪声,容易使乘员感到烦躁不安。通过与怠速工况测试分析结果定量对比可知,在一挡爬行工况下变速器齿轮敲击强度更加明显,这与测试过程驾驶员主观评

价结果保持一致,有必要采取有效措施抑制严重的变速器齿轮敲击问题。

2.4 扭转减振器工作情况分析

由图 4b 可知,在驻车怠速工况下,优化前的扭转减振器第 1 级极限扭矩大小为 2.71 N·m,大于变速器拖曳力矩大小,此时减振器完全工作在第 1 级范围内。

在水平路面上,一挡爬行工况下车速很低,整车纵向受力分析如下:

$$(T_e \cdot i_g \cdot i_o \cdot \eta) / r_d = m \cdot g \cdot f +$$

$$\frac{1}{2} C_D A \rho_a \dot{x}^2 + \delta m \frac{dv}{dt} \quad (1)$$

$$\delta = 1 + \delta_1 + \delta_2 \cdot i_g^2 \quad (2)$$

式中: m 为车辆总质量, $m=1\,595\text{ kg}$ (车辆整备质量加上 3 名 75 kg 乘员的总质量); g 为重力加速度, $g=9.8\text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$; f 为车轮滚动阻力系数, $f=0.01$; r 为轮胎滚动半径, $r=0.34\text{ m}$; i_g 为变速器挂入挡位齿轮速比, $i_g=3.7$; i_o 为主减速器齿轮速比, $i_o=4.1$; η 为传动系机械效率, $\eta=0.98$; δ 为车辆旋转质量转换系数; δ_1 在 0.05~0.07 之间; δ_2 在 0.03~0.05 之间。根据式(1)和(2),在一挡爬行工况下发动机处有效输出扭矩大小约为 3.95 N·m。

由于发动机输出扭矩存在较大波动和减振器第 2 级刚度远大于第 1 级刚度的缘故,车辆在一挡爬行小扭矩工况下,扭转减振器始终工作在第 1 级极限工作角度和刚进入第 2 级工作角度区域,此时主减

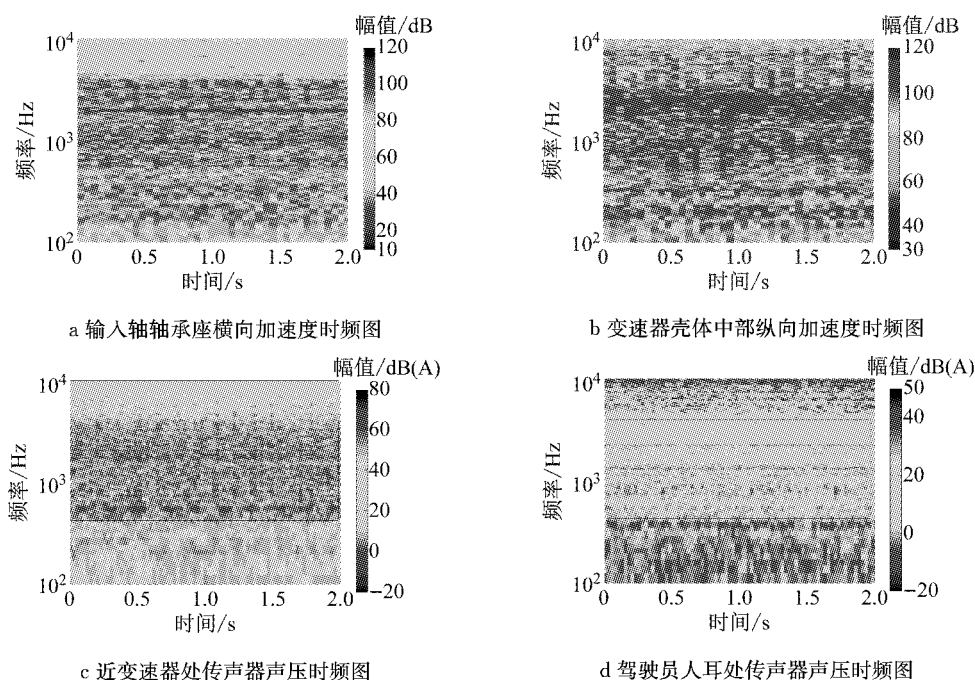


图 8 优化前爬行工况下信号时频分析结果

Fig. 8 Experiment results in time-frequency domain on creeping condition before improvement

振轴套板内齿往复撞击花键轴套外齿从而引起从动盘毂剧烈扭转振动,进而激起严重的变速器齿轮敲击噪声。

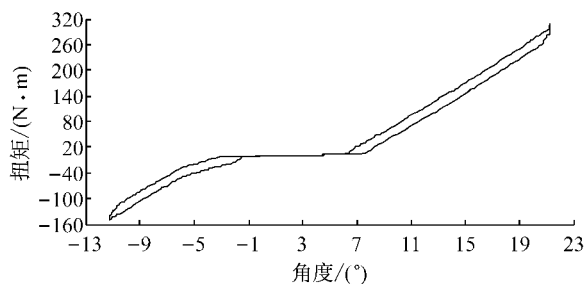
考虑到车辆的研发周期和成本,可通过减振器性能参数调校解决一挡爬行工况下严重的变速器齿轮敲击噪声问题。由于减振器结构限制,第 1 级极限工作角度不能过大,因此只能适当增加第 1 级弹簧扭转刚度大小,从而增加第 1 级极限扭矩值,但是增加第 1 级扭转刚度值不利于隔离怠速工况下的扭振,因此增大扭转刚度值的同时应适当增加第 1 级阻尼力矩大小。减振器参数调校是不断反复调整的过程,直至将变速器齿轮敲击噪声有效抑制在可接受范围内。

3 扭转减振器参数优化后试验及结果分析

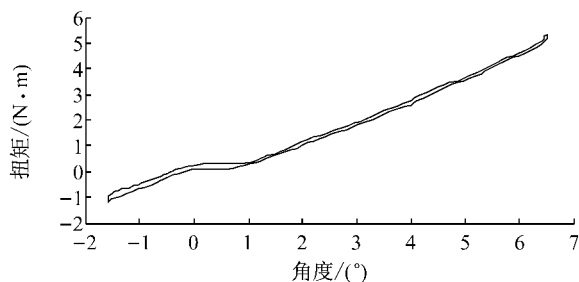
3.1 优化后扭转减振器性能参数测试

设计车辆怠速工况和一挡爬行工况下扭转减振器均工作在第 1 级刚度区域内,进一步考虑减振器传递扭矩波动情况,所需第 1 级极限扭矩大小为 $5.3 \text{ N} \cdot \text{m}$,第 1 级和第 2 级间的转折转角仍为 6.6° ,则第 1 级弹簧刚度大小为 $0.80 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot (\text{°})^{-1}$,同时将第 1 级阻尼力矩增加至 $0.11 \text{ N} \cdot \text{m}$,制作性能参数优化后扭转减振器样件,利用如图 2 所示的扭转减振器扭矩传递特性专用测试台架,测得优化后减振

器扭矩传递特性曲线如图 9 中所示。可知,第 1 级弹簧扭转刚度大小为 $0.81 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot (\text{°})^{-1}$,第 1 级和第 2 级间的转折转角为 6.6° ,阻尼力矩大小为 $0.12 \text{ N} \cdot \text{m}$,扭转减振器性能参数设计值与制作样件测试值间的误差在工程允许范围内,样件制作可靠,优化后减振器第 1 级极限工作扭矩大小约为 $5.4 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。



a 全工作角度范围



b 第 1 级工作角度范围

图 9 优化后的扭转减振器扭矩传递特性台架试验结果
Fig. 9 Bench test results of the improved clutch damper characteristics

3.2 优化后怠速工况变速器齿轮敲击结果及分析

在时域内,由图 10a 可知,在减振器参数优化后,在驻车怠速工况下发动机和变速器输入轴转速均值约为 $745 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$,发动机转速在均值上下波动幅值约为 $15 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$,变速器转速在均值上下波动幅值约为 $30 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$,减振器不起减振作用,反而将发动机转速波动幅值放大;由图 10b 可以看出,优化后扭转减振器工作角位移主要在 $0.5^\circ \sim 3.0^\circ$ 范围内,位于扭转减振器第 1 级刚度区域内。

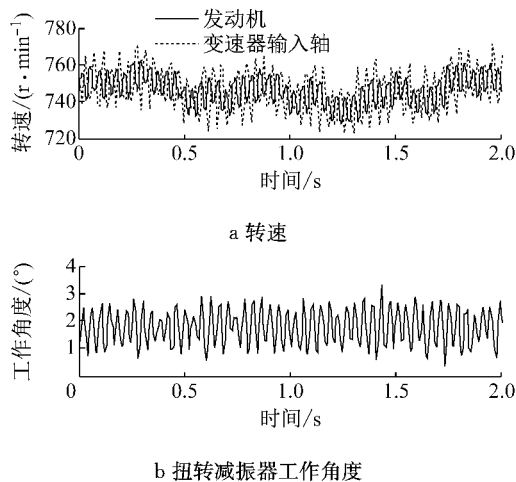


图 10 优化后怠速工况下转速和扭转减振器工作角度
Fig.10 Rotational speed and operation angle of clutch damper on idle condition after improvement

通过振动加速度信号时频域分析结果,由图 11a 可知,变速器输入轴轴承座横向加速度能量主要集中在 $700 \sim 4\,000 \text{ Hz}$,最大值约为 115.7 dB ,相比优化前增加了 2.6 dB ;由图 11b 可知,变速器壳体中部纵向加速度能量主要集中在 $600 \sim 5\,000 \text{ Hz}$ 内,最大值约为 115.7 dB ,比优化前增加 2.0 dB 。

通过声音信号时频域分析结果,由图 11c 可知,靠近变速器处齿轮敲击噪声具有宽频特征,能量主要集中在 $500 \sim 4\,000 \text{ Hz}$,最大值约为 69.1 dB(A) ,比优化前增加 3.1 dB(A) ;由图 11d 可知,驾驶员人耳处噪声具有宽频特征,在 $1\,000 \sim 1\,500 \text{ Hz}$ 内,人耳处噪声能量比较集中,最大值约为 25.1 dB(A) ,相比优化前增加 0.6 dB(A) ,在 $500 \sim 1\,000 \text{ Hz}$ 和 $1\,500 \sim 4\,000 \text{ Hz}$ 内,相对于变速器近处噪声,人耳处噪声能量明显降低。

综上所述,减振器参数优化后,怠速工况下变速器输入轴转速波动幅值增加,输入轴横向加速度振动和壳体中部纵向加速度振动动态响应幅值增加,在近变速器处和人耳处变速器齿轮敲击噪声水平均有所增加,通过富有经验的驾驶员主观评价发现,怠速工况下具有轻微的变速器齿轮敲击噪声。

3.3 优化后爬行工况变速器齿轮敲击结果及分析

在时域内,从图 12a 可以看出,当减振器参数优

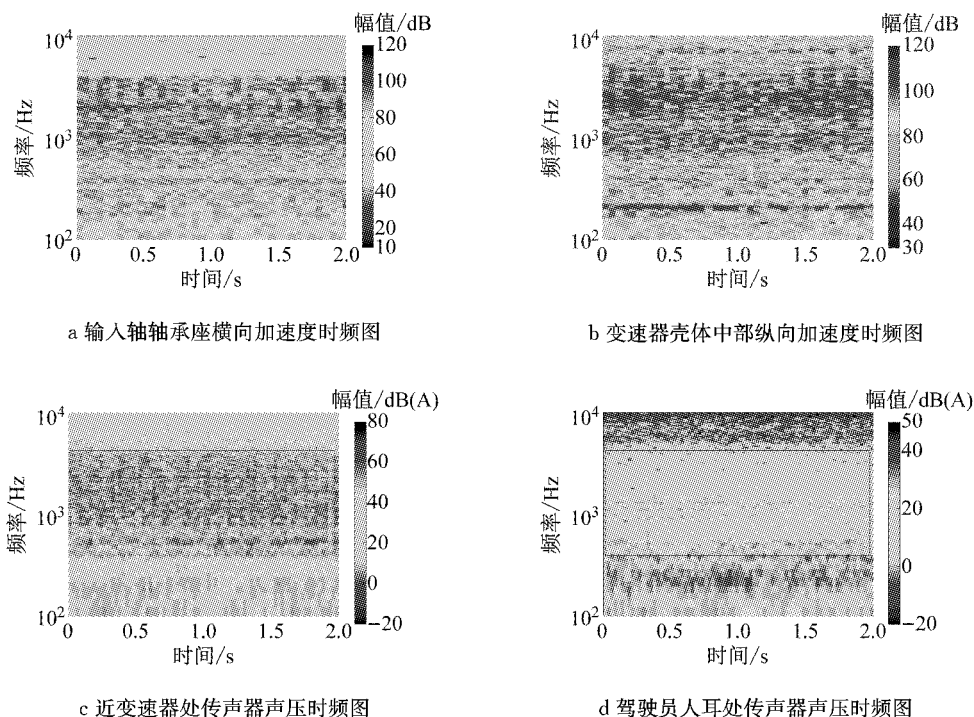


图 11 优化后怠速工况下信号时频分析结果

Fig.11 Experiment results in time-frequency domain on idle condition after improvement

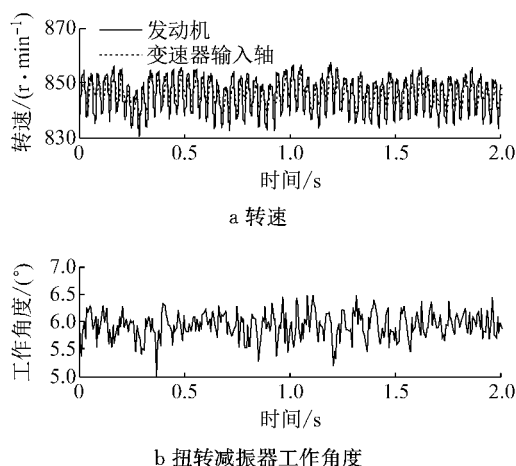


图12 优化后爬行工况下转速和扭转减振器工作角度

Fig.12 Rotational speed and operation angle of clutch damper on creeping condition after improvement

化后,在一挡爬行工况下发动机和变速器输入轴转速均值约为 $845 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$,发动机转速在均值上下波动幅值约为 $21 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$,变速器输入轴转速在均值上下波动幅值约为 $10 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$,与减振器参数优化前相比,输入轴转速波动幅值减小了 $11 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$,不存在变速器输入轴转速幅值大于发动机转

速幅值的情况;由图12b可知,扭转减振器工作角位移在 $5.3^{\circ} \sim 6.5^{\circ}$ 范围内,位于扭转减振器第1级范围内,不存在往复工作在第1级和第2级过渡区域内的情况。

通过振动加速度信号时频域分析结果,由图13a可知,变速器输入轴轴承座横向加速度能量主要集中在 $800 \sim 4000 \text{ Hz}$ 内,最大值约为 110.1 dB ,相比减振器参数优化前减小了 4.4 dB ;由图13b可知,变速器壳体中部纵向加速度能量主要集中在 $550 \sim 3800 \text{ Hz}$ 内,最大值约为 116.9 dB ,相比减振器参数优化前减小了 1.9 dB 。

通过声音信号时频域分析结果,由图13c可知,靠近变速器侧齿轮敲击噪声仍具有宽频特征,能量主要集中在 $380 \sim 4100 \text{ Hz}$ 内,最大值约为 67.6 dB(A) ,与减振器参数优化前相比,最大值降低了 1.5 dB(A) ,该频率范围内能量明显降低;由图13d可知,驾驶员人耳处噪声宽频特性不明显,在 $380 \sim 1100 \text{ Hz}$ 内人耳处噪声能量比较集中,最大值约为 35.4 dB(A) ,相比减振器参数优化前减小了 1.9 dB(A) ,在 $380 \sim 1100 \text{ Hz}$ 内优化后声压级平均低于优化前,减小了 1.9 dB(A) 。

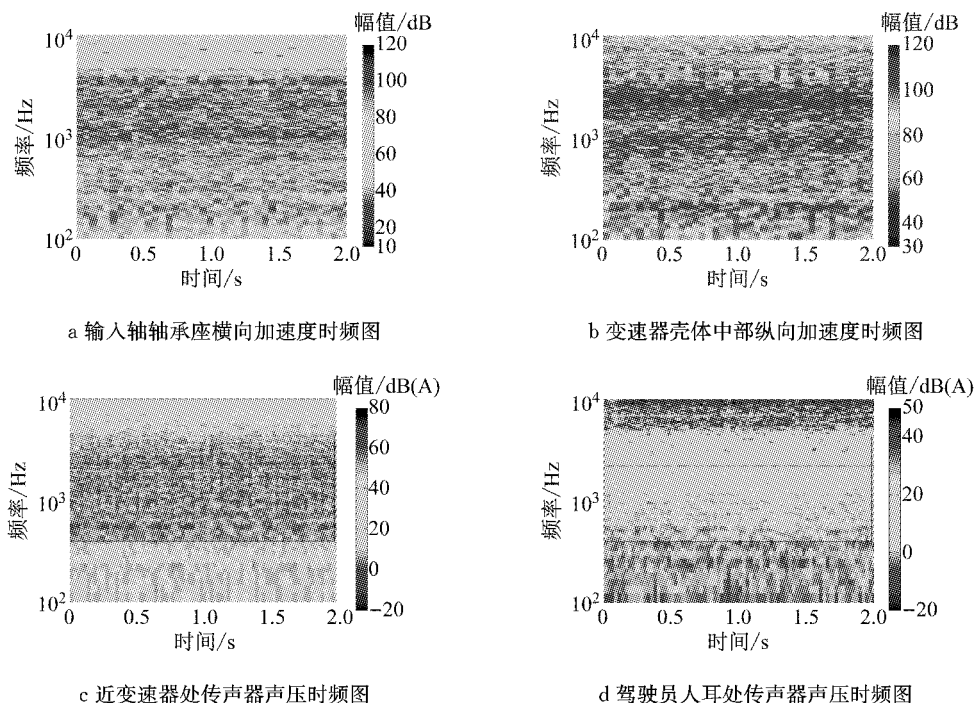


图13 优化后爬行工况下信号时频分析结果

Fig.13 Experiment results in time-frequency domain on creeping condition after improvement

综上可知,相比减振器参数优化前,在一挡爬行工况下变速器输入轴转速波动幅值减小,变速器输入轴横向加速度振动、壳体中部纵向加速度振动、近

变速器处和人耳处齿轮敲击噪声情况均明显改善。通过驾驶员主观评价发现,在减振器参数优化后,一挡爬行工况下较严重的变速器齿轮敲击噪声得到明

显改善。

4 结论

(1) 为解决某车型在最后开发验证阶段存在较严重的变速器齿轮敲击噪声现象的问题,设计了汽车变速器齿轮敲击试验方案,对所测各种转速、振动加速度和声音数据进行处理分析,结果表明在车辆处于驻车怠速和一挡爬行2种稳态工况下,机械变速器均存在不同程度的齿轮敲击现象,齿轮敲击噪声具有明显的宽频噪声特征。

(2) 研究结果表明,扭转减振器参数设计不合理会引起严重的变速器齿轮敲击振动噪声现象。在传统2级刚度扭转减振器设计时,第1级参数设计往往只针对驻车怠速工况负载扭矩需求,试验结果表明在一挡爬行工况下扭转减振器往复工作在第1级和第2级过渡区域,从而激起严重的变速器齿轮敲击现象;文中设计扭转减振器第1级性能参数兼顾考虑怠速工况和爬行工况负载扭矩需求,在第1级弹簧扭转刚度值满足2种工况负载扭矩需求的前提下,适当增大阻尼力矩大小,试验结果表明驻车怠速工况下变速器齿轮敲击噪声相对有所增加,但是在一挡爬行工况下变速器齿轮敲击噪声明显改善。研究成果可进一步为离合器产品开发和解决变速器齿轮敲击难题提供参考。

参考文献:

- [1] 吴光强, 吴虎威, 李迪. 汽车变速器齿轮敲击动力学问题研究综述[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2016, 44(2): 276.
WU Guangqiang, WU Huwei, LI Di. Review of automotive transmission gear rattle [J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2016, 44(2): 276.
- [2] ROBINETTE D, BEIKMANN R S, PIORKOWSKI P, *et al.* Characterizing the onset of manual transmission gear rattle part I: Experimental results [J]. SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems, 2009, 2(1): 1352.
- [3] CROWTHER A R, ROZYN M K. Design and analysis of a gear rattle test rig [J]. SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems, 2009, 2(1): 1431.
- [4] 蔡龙生, 楚俊楠, 陈俐. 基于包络解调的手动变速器齿轮敲击实验研究[J]. 传动技术, 2013, 27(2): 38.
CAI Longsheng, CHU Junnan, CHEN Li. Identification of gear rattle vibration by vibration relative approach [J]. Optics and Precision Engineering, 2013, 27(2): 38.
- [5] 王连生, 郝志勇, 郑康. 变速箱阻滯力矩对齿轮系多体动力学及敲击噪声的影响[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2015, 46(12): 4453.
WANG Liansheng, HAO Zhiyong, ZHENG Kang. Effect of drag torque on gear trains multi-body dynamics and gear rattle of a manual transmission [J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2015, 46(12): 4453.
- [6] 廖芳, 高卫民, 顾彦, 等. 基于振动相对量法的齿轮敲击振动辨识[J]. 光学精密工程, 2015, 23(12): 3430.
LIAO Fang, GAO Weimin, GU Yan, *et al.* Identification of gear rattle vibration by vibration relative approach [J]. Optics and Precision Engineering, 2015, 23(12): 3430.
- [7] 徐旭初, 方伟荣, 葛凤龙, 等. 一种新型三级刚度离合器扭转减振器的开发及应用[J]. 汽车工程, 2013, 35(11): 1011.
XU Xuchu, FANG Weirong, GE Fenglong, *et al.* The development and application of a novel clutch torsional damper with three-stage stiffness [J]. Automotive Engineering, 2013, 35(11): 1011.
- [8] PRASAD J S, DAMODAR N C, NAIDU T S. Clutch hysteresis maximization for elimination of gear rattle in a passenger bus [C]// SAE 2013 Symposium on International Automotive Technology. [S.l.]: SAE, 2013: 2013-26-0100.
- [9] 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.
XIANG Xiaolei, CHEN Dexin, LI Songsong. Theoretical & experimental research of gear rattle noise of a double intermediate shaft manual transmission [J]. Automobile Science and Technology, 2014(11): 1.