

文章编号:1006-1355(2021)01-0113-05+239

## 某多用途货车传动系扭振试验分析与优化

杨树军<sup>1</sup>, 王怀昭<sup>1</sup>, 张明旭<sup>2</sup>, 王 鹏<sup>1</sup>, 赵 坤<sup>1</sup>, 张宇飞<sup>2</sup>

(1. 燕山大学 车辆与能源学院, 河北 秦皇岛 066004;  
2. 郑州日产汽车有限公司, 郑州 450046)

**摘 要:** 某多用途货车加速行驶时, 在发动机转速1 200 r/min~1 500 r/min范围内, 传动系出现明显振动, 影响整车NVH品质。针对此问题在传动系关键节点处加装传感器, 对车辆6个前进挡在加速工况下进行扭振测试, 由数据处理获得传动系各部位的角加速度幅值随发动机转速变化的关系。分析获得各部位振动的主要阶次, 确定发动机2阶激励是引起扭振的主要原因。通过对车辆扭振特性的分析, 确定传动轴和后桥是扭振的主要部位。为解决传动系统扭振问题, 将传动系简化成12个集中质量的扭转振动系统模型, 分析离合器扭转减振器主减振级扭转刚度和阻尼力矩参数对传动系扭振的影响规律。提出改善传动系扭振解决方案, 并确定优化后扭转减振器参数, 测试结果表明扭振得到明显改善。

**关键词:** 振动与波; 传动系; 扭振; 负载; 优化; 扭转减振器

**中图分类号:** TB533

**文献标志码:** A

**DOI编码:** 10.3969/j.issn.1006-1355.2021.01.021

## Torsional Vibration Test Analysis and Optimization of the Transmission System of a Multi-purpose Truck

YANG Shujun<sup>1</sup>, WANG Huaizhao<sup>1</sup>, ZHANG Mingxu<sup>2</sup>,  
WANG Peng<sup>1</sup>, ZHAO Kun<sup>1</sup>, ZHANG Yufei<sup>2</sup>

(1. College of Vehicles and Energy, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, Hebei, China;  
2. Zhengzhou Nissan Automobile Co., Ltd., Zhengzhou 450046, China)

**Abstract :** When a multi-purpose truck is accelerating, its transmission system has obvious vibration in the range of 1 200 -1 500 rpm of engine speed, which affects the NVH quality of the whole truck. Therefore, the sensor is installed at the key node of the powertrain, and the torsional vibration test is carried out for the six forward gears of the truck under the accelerating condition. The relationship between the angular displacement amplitude of each part of the powertrain and the rotational speed of the engine is obtained by data processing. The main order of vibration of each part of the powertrain is obtained. It is determined that the second-order excitation of the engine is the main cause of torsional vibration and the transmission shaft and the rear axle are the main parts of the torsional vibration through the analysis of the torsional vibration characteristics of the vehicle. In order to solve the torsional vibration problem, the transmission system is simplified to a model of the torsional vibration system with 12 concentrated masses. The influence of the torsional stiffness and damping torque parameters of the main vibration stage of the torsional damper on the torsional vibration of the transmission system is analyzed. A scheme to improve the torsional vibration of the transmission system is proposed, and the parameters of the torsion damper after the optimization are determined. The results show that the torsional vibration is significantly improved.

**Key words :** vibration and wave; transmission system; torsional vibration; load; optimization; torsional damper

前置后驱传动汽车的动力传动系是一个复杂的多自由度扭振系统, 一般由发动机、离合器、变速器、传动轴、主减速器、半轴等组成。在汽车处于驱动工况时, 当传动系的某一固有频率和发动机激振力矩

某谐量的频率重合, 就会出现扭转共振问题, 从而使汽车产生明显的振动和噪声, 这种由于传动系的扭振问题导致车内出现轰鸣声, 是整车NVH研究中常见的现象<sup>[1]</sup>。因此对汽车传动系扭转振动的研究及控制有着重大意义<sup>[2-3]</sup>。

国内外学者对传动系扭振都有深入研究。吕振华等<sup>[4]</sup>指出传动系扭振会导致车内振动噪声问题产生。刘国政等<sup>[5]</sup>研究了传动系扭振和车内轰鸣声, 确定了车内轰鸣声的产生是由发动机2阶激励引起的

收稿日期: 2019-05-28

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51675462)

作者简介: 杨树军(1970-), 男, 甘肃省天水市人, 教授, 博士, 主要从事车辆新型传动技术及控制研究。

Email: ysj@ysu.edu.cn

传动系扭振导致的。邬惠乐等<sup>[6]</sup>通过创建传动系扭振模型,对扭振系统进行了自由和强迫振动计算。赵骞、焦娇、蔡芸等通过传动系扭振模型研究后驱传动系扭振模态时,考虑了传动系部件关键参数的影响<sup>[7-9]</sup>。Sérgio 等<sup>[10]</sup>对所建立的发动机试验台模型进行自由振动和强迫振动分析,发现通过调整传动系参数的方法,可明显降低传动系共振的幅值。Guz-zomi 等<sup>[11]</sup>通过建立传动系统3自由度的非线性模型,通过仿真分析得到了传动系扭振随离合器扭转减振器刚度和阻尼参数的变化规律,并结合道路实车试验验证了仿真结果。

某多用途货车在道路上行驶时,在发动机转速1 200 r/min~1 500 r/min内,车辆传动系会出现明显的振动,影响整车NVH品质,当发动机转速升高或者降低时,振动会明显降低。

本文采用了LMS Test. lab数据采集系统,通过对某多用途货车传动系关键节点处的转速波动信号进行采集的方法,对传动系进行扭振测试。在进行扭振分析时,以角加速度振幅作为衡量传动系各测点的扭转波动的评价指标。具体数据处理方法是在LMS Test. lab软件中首先对采集的转速信号进行微分处理,从而获得传动系各部位的角加速度振幅随时间的变化关系,然后进行重采样,获得传动系各部位的角加速度振幅随发动机转速变化曲线。通过瀑布图和阶次图分析,找出了车辆传动系出现明显振动的原因。确定了传动轴和后桥是扭振的主要部位。为有效改善传动系扭振波动现象,本文将前置后驱传统车的传动系进行简化,研究了离合器扭转减振器主减振级扭转刚度和阻尼力矩对传动系扭振的影响规律。提出扭振解决方案,并进行实车试验验证。本文的研究成果为汽车传动系扭振特性的分析和传动系扭振问题的解决提供了参考。

## 1 测试方法

本文以某前置后驱的多用途货车作为测试车,在平直的路面上对其进行实车测试。本试验通过布置的转速传感器将传动系各测点的转速波动信号送入LMS Test. lab数据采集系统,再由计算机进行采集,最后通过计算机内的LMS Test. lab软件对采集的转速信号进行分析和处理,从而获得各挡位传动系各测点的角加速度振幅随发动机转速变化的关系。

传感器布置:通过分析测试车传动系结构特点,在测试车发动机飞轮处、变速箱输入处、变速箱输出处、后桥输入处均安装转速传感器。由测试车的曲轴转速传感器采集发动机测点处的转速波动信号,

在变速箱输入和后桥输入处安装磁电式转速传感器进行转速信号采集,在变速箱输出测点处安装光电式转速传感器进行转速信号采集。传感器布置如图1至图3。

测试系统组成:本试验使用的扭振测试系统由扭振测量装置(测速齿盘、转速传感器和数据线)和数据采集装置(LMS Test. lab数据采集系统,如图4)两部分构成。



图1 变速箱输入测点



图2 变速箱输出测点



图3 后桥输入测点

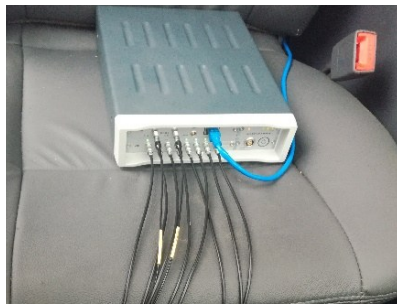


图4 LMS Test. Lab数据采集系统

测试工况:对试验车6个前进挡位分别进行了加速工况的传动系扭振测试,采集了6个挡位传动系各测点的转速波动信号。

## 2 阶次分析

通过实车测试试验,获得测试车在加速工况下,各个挡位传动系各测点处的振动曲线。图5和图6分别为车辆4挡位变速箱输出测点的瀑布图与阶次切片图。

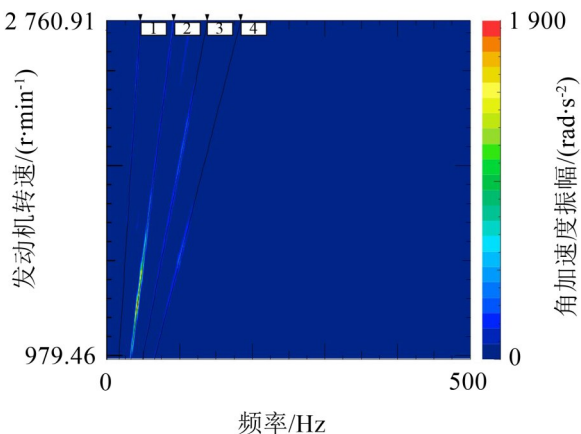


图5 测试车4挡位变速箱输出map图

从图5中可看出,Map图中存在明显的由发动机引起的2阶激励,同时还出现了可见的1阶、3阶和4阶激励。

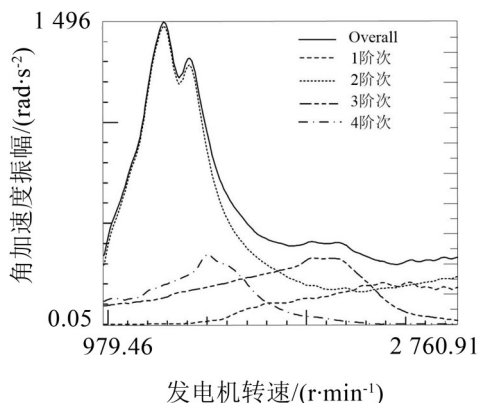


图6 测试车4挡位变速箱输出测点阶次切片图

从图6可以看出,对总体振动贡献最大的是2阶振动,1、3和4阶次振动幅值较低,对整体的振动贡献很小。

测试车1~6挡位主要激励阶次如表1。其中在各测点激励阶次中,2阶激励为发动机点火激励,表中的粗体激励为各挡位传动比的1倍频激励。发动机输出和变速器输入测点,激励阶次为2阶次。在各测点主要激励阶次中,2阶次曲线对总体振动(Overall曲线)贡献最大,且2阶次曲线和Overall曲线在同一转速下出现了明显振动峰值,与车内乘客的振动感受相同。由此表明发动机2阶激励导致了测试车出现明显振动。

表1 测试车各挡位各测点主要激励阶次

阶次 挡位	发动机输出 变速器输入	变速箱输出 后桥输入
1	2	<b>0.23</b> 、2
2	2	<b>0.43</b> 、2
3	2	<b>0.69</b> 、2
4	2	<b>1</b> 、2、3、4
5	2	<b>1.2</b> 、2
6	2	<b>1.44</b> 、2

## 3 各挡位扭振特性分析

测试车在6挡位工况,传动系各测点的2阶次曲线如图7。从图中可以看出,在1203 r/min附近,传动系各测点均出现大幅振动,随着转速的增加振动幅值明显降低。在共振转速下,变速箱输入测点、变速箱输出测点、后桥输入测点的振幅共振峰值分别为471 rad/s²、1066 rad/s²、1030 rad/s²。

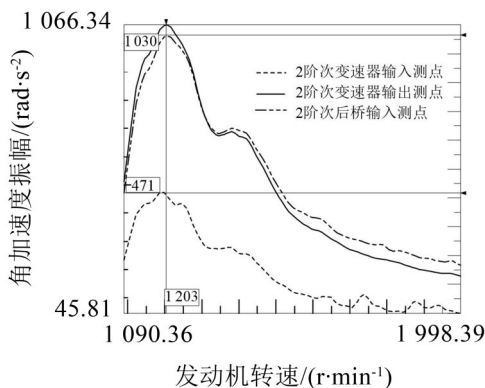


图7 6挡传动系各测点的2阶次振动曲线图

其它挡位在共振转速下的角加速度振幅如表2。测试车在1挡位没有出现明显的振动,在2挡位各测点在共振转速下的振幅较小,在3~4挡位,各测点在共振转速下均出现大幅振动,在5~6挡位,变速箱输出测点和后桥输入测点均在共振转速下出现大幅振动。且在3~6挡位,随着挡位的增加,传动系测点的振幅共振峰值均逐渐降低。在3~6挡位,当挡位一定时,各测点的振动曲线中,变速箱输出和后桥输入测点振动幅值最大,即传动轴和后桥是扭振产生的主要部位。

## 4 扭振模型的建立

为了达到衰减传动系扭转振动的目的,可控制传动系统部件的转动惯量和扭转刚度,以此来调整传动系统的固有频率,将共振转速控制在发动机常用的转速范围之外。也可以增大系统阻尼,从而衰减传动系统的振动。最简单的衰减扭转振动的方法是改变离合器扭转减振器参数。



表 2 各挡位角加速度振幅共振峰值/(rad·s<sup>-2</sup>)

振幅峰值 挡位	变速箱 输入	变速箱 输出	后桥 输入
2	930	638	674
3	1 859	2 041	2 041
4	1 131	1 461	1 418
5	675	1 259	1 207
6	471	1 066	1 030

扭转减振器具有弹簧和阻尼的作用,在压盘弹簧扭转刚度变化的同时,还会有摩擦阻尼力矩产生。通过合理设计扭转减振器参数,可有效衰减发动机的振动能量,从而降低传动系扭振幅值,降低共振载荷和噪声。试验车采用的离合器具有三级扭转刚度,其中怠速级弹簧的扭转刚度用于怠速工况;主减振器为第二级减振器,用于车辆正常行驶工况;第三级减振器用于车辆载荷急剧变化阶段或急加速工况。

本文简化测试车传动系为 12 个集中质量的扭转振动系统,在 AMESim 里搭建了传动系扭振模型,通过仿真分析,对扭转减振器主减振级扭转刚度和阻尼力矩参数对扭振的影响规律进行研究。简化后的测试车传动系扭振集中质量模型如图 8 所示。搭建的 AMESim 扭振模型如图 9 所示。扭振模型中符号的含义及对应的参数如表 3 到表 5 所示。

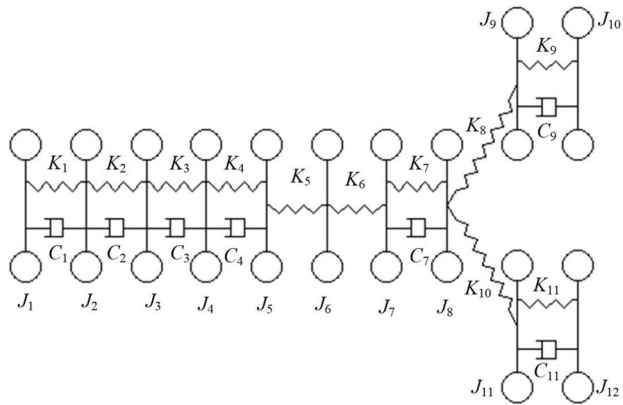


图 8 试验车简化传动系统扭振集中质量模型



图 9 AMESim 扭振模型

在 AMESim 扭振模型中设置好各部件参数后,通过强迫振动计算获得传动系各测点 2 阶次曲线图,将其与实车试验获得的 2 阶次曲线图进行对比,以此对搭建的传动系扭振模型进行正确性验证。以 3 挡为例进行介绍,图 10 与图 11 是 3 挡位变速器输入和输出测点仿真与试验 2 阶次曲线图。比较图 10 和图 11 中 3 挡位仿真与试验 2 阶次曲线图可知,虽

表 3 模型中的惯量参数/(kg·m<sup>2</sup>)

符号	惯量名称	数值
$J_1$	发动机+飞轮+离合器压盘	0.117 00
$J_2$	离合器从动盘+变速器输入轴的前半段	0.007 20
$J_3$	变速器输入轴的后半段+中间轴的一半	0.006 52
$J_4$	变速器中间轴+输出轴的各一半	0.011 00
$J_5$	变速器输出轴+传动轴前半段的各一半	0.008 00
$J_6$	传动轴前半段+传动轴后半段的各一半	0.006 50
$J_7$	传动轴后半段的一半+主减速器输入轴	0.006 20
$J_8$	主减速器从动部位+差速器总成+左右半轴各一半	0.011 00
$J_9$	左侧半轴一半+左侧驱动车轮	1.172 00
$J_{10}$	车身等效转动惯量的一半	176.132 82
$J_{11}$	右侧半轴一半+右侧驱动车轮	1.172 00
$J_{12}$	车身等效转动惯量的一半	176.132 82

表 4 模型中的刚度参数/(N·m·rad<sup>-1</sup>)

符号	刚度名称	数值
$K_1$	扭转减振器扭转刚度	1 260
$K_2$	变速器输入轴刚度	42 000
$K_3$	变速器中间轴刚度	12 731
$K_4$	变速器输出轴刚度	26 898
$K_5$	传动轴前半段刚度	71 737
$K_6$	传动轴后半段刚度	71 737
$K_7$	主减速器输入轴刚度	18 743
$K_8$	左侧半轴刚度	15 427
$K_9$	左侧驱动车轮的扭转刚度	21 872
$K_{10}$	右侧半轴刚度	21 872
$K_{11}$	右侧驱动车轮的扭转刚度	21 872

表 5 模型中的阻尼参数/(N·m·rad<sup>-1</sup>·s)

符号	阻尼名称	数值
$C_1$	离合器扭转减振器阻尼	1.403 75
$C_2, C_3, C_4$	变速器输入轴阻尼、中间轴阻尼、输出轴阻尼	0.002 85
$C_7$	主减速器输入轴阻尼	0.002 85
$C_9, C_{11}$	左侧驱动车轮阻尼、右侧驱动车轮阻尼	9.549 30

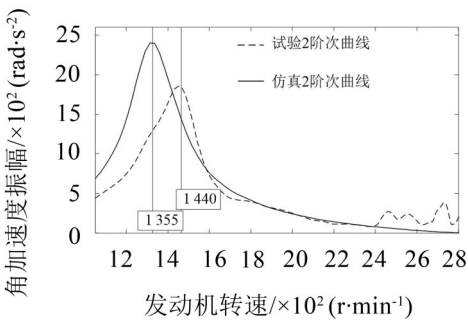


图 10 变速器输入测点仿真与试验 2 阶次曲线图

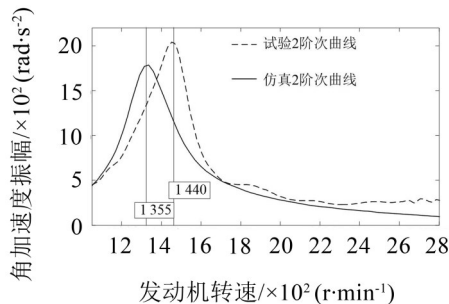


图11 变速器输出测点仿真与试验2阶次曲线图

然仿真与试验的振幅峰值存在误差,但是二者的共振转速误差较小(误差5.9%)。在1440 r/min左右,仿真与试验曲线都出现振动峰值。

其它挡位时的仿真与试验的振幅峰值都存在误差,这是因为阻尼影响着扭振峰值,然而获取实车上的阻尼参数比较困难,本文获取的阻尼参数与实车的阻尼参数有一定偏差。但仿真与试验曲线的共振转速误差较小(5%之内),而且二者的振动趋势基本相同。因此可以说明本文所搭建的扭振模型的正确性,可用于对传动系扭振的研究。

本文通过扭振模型进行仿真分析,研究扭转减振器主减振级扭转刚度和阻尼力矩对传动系扭振的影响规律。结合主减振级扭转刚度和主减振级阻尼力矩的可变化范围,主减振级刚度和阻尼力矩的取值范围分别为在 $16 \text{ N} \cdot \text{m}/(^{\circ}) \sim 30 \text{ N} \cdot \text{m}/(^{\circ})$ 和 $20 \text{ N} \cdot \text{m} \sim 40 \text{ N} \cdot \text{m}$ ,主减振级刚度对变速器输出测点振幅响应的影响趋势如图12。将阻尼力矩分别求得对应的阻尼系数代入扭振模型中,主减振级阻尼力矩对变速器输出测点振幅响应的影响趋势如图13。

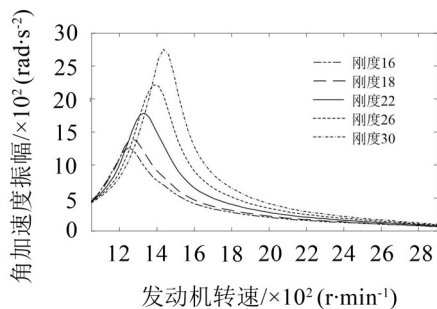


图12 主减振级刚度对变速器输出测点振幅的影响趋势

综上所述所知,在取值范围内,当主减振级刚度取值越低,主减振级阻尼力矩取值越大时,发生共振时的扭振响应幅值就会越低。但是离合器寿命也会随着离合器刚度的降低而减少,所以要综合考虑选取离合器参数。

## 5 改进方案

为有效降低试验车扭转振动,本文依据仿真分析结果改进了主减振级参数,改进前后的离合器扭

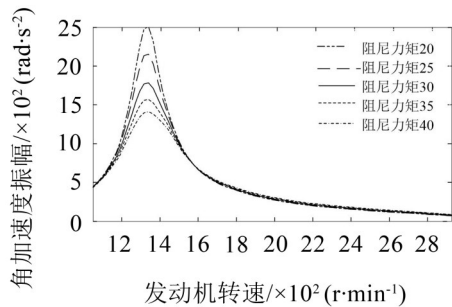


图13 主减振阻尼力矩对变速器输出测点振幅的影响趋势

转减振器主减振级参数如表6。改进参数后,再次对改进离合器后的测试车进行扭振测试,测得改进离合器参数后的测试车传动系各测点转速波动信号,通过数据处理,获得离合器改进后各测点振动曲线。

表6 改进前后扭转减振器主减振级参数

主减振级参数	阻尼力矩/(N·m)	扭转刚度/(N·m·(°) <sup>-1</sup> )
改进前	30	22
改进后	35	18

离合器主减振级参数改进后,各个挡位在共振转速下的振幅峰值如表7。通过与表2对比分析可知,改进后各个挡位的变速箱输入输出和后桥输入测点的振幅共振峰值均较改进前降低。

表7 离合器改进后各挡角加速度振幅峰值/(rad·s<sup>-2</sup>)

振幅峰值挡位	变速箱输入	变速箱输出	后桥输入
2	433	291	270
3	960	1 026	1 026
4	554	750	649
5	462	919	901
6	392	886	847

为比较离合器参数改进前后的传动系振动情况,对比分析了参数改进前后的实车试验测试结果,以3挡位为例,参数改进前后变速器输出测点的2阶次振动曲线如图14。

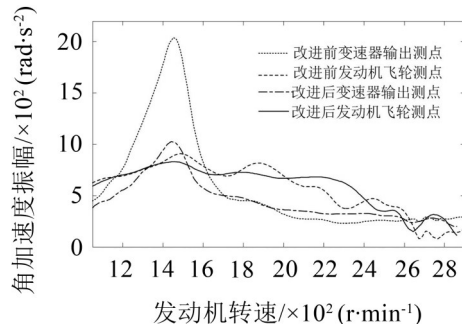


图14 改进前后变速器输出测点的2阶次曲线图

由图14可知,车辆3挡位的发动机测点振动幅值在改进前后基本一致。离合器参数改进前变速器

(下转第239页)