

轻型客车驱动桥振动噪声源分析与改进*

郭年程¹, 史文库¹, 刘文军¹, 王国林², 张飞², 徐忠诚²

(1. 吉林大学汽车仿真与控制国家重点实验室 长春, 130022)

(2. 南京依维柯汽车有限公司车桥分公司 南京, 210028)

摘要 对某轻型客车后驱动桥进行传动系台架试验并分析其振动噪声异常的原因,通过逆向工程方法建立后桥的三维数字化模型和有限元模型并做有限元模态分析,通过模态试验对有限元模型进行了验证。针对双曲面齿轮对冲击过大、桥壳整体弯曲共振和桥壳后盖局部共振等问题提出改进措施并通过台架试验加以验证。试验结果表明,振动噪声降低明显,改进措施切实有效。

关键词 驱动桥;台架试验;有限元;模态分析

中图分类号 U463.2; TH132

引言

驱动桥是汽车传动系统的主要组成部件,也是汽车振动噪声的主要来源之一,其振动噪声水平对于评价汽车的舒适性起着至关重要的作用^[1]。轻型客车后驱动桥主减速器大多选用准双曲面齿轮传动,设计制造难度大^[2],精度不好控制,而后驱动桥振动和噪声的根源是主减速齿轮对的啮合冲击,且在总成装配的过程中存在人为因素,导致装配精度不够高,使其振动噪声大^[3]。因此,控制后驱动桥的振动噪声水平就成为整车减振降噪的重点和难点。

从声学系统角度分析,由于结构噪声来源于结构的振动,故控制噪声的根本在于控制结构的振动,迄今国内、外大部分工作都是围绕这个问题展开的^[4]。在驱动桥减振降噪方面,最积极有效的控制办法是通过改善驱动桥本身的结构、材料和参数等来设法降低噪声源的本体噪声。

笔者在对某轻型客车做整车噪声测试的过程中发现,后驱动桥(以下简称后桥)噪声异常突出,故把后桥单独分析。通过后桥的传动系台架试验测定多种工况的振动噪声水平,分析振动噪声试验数据,结合有限元方法寻找振动噪声异常的原因,提出改进措施并通过试验加以验证。

1 台架试验

后桥的台架试验在美国Burkee公司生产的汽

车电控动力传动系试验台上进行,试验用振动噪声测量仪器为比利时LMS公司Test.Lab测试分析系统,测量噪声所用的传声器根据QC/T 533-1999标准规定放置在后桥主减速器上方300 mm处^[5]。因为板簧座处是直接向车内传递振动的位置,为了同步研究后桥的振动问题,在左侧板簧座位置布置加速度传感器。为获取输入转速信号,在后桥输入端布置转速传感器。由于试验台电机对噪声测量有影响,故在试验后桥周围搭建隔声消声室,外层用尼古拉板以隔离外界噪声,内层用弹坑海绵以吸收内部噪声减少回声,保证本底噪声比后桥检测噪声低10 dB以上。试验现场如图1所示。对此后桥做了多种模拟实车运行工况的试验,包括匀速工况、匀加速工况和反拖工况等。通过台架试验主要发现齿轮冲击大、桥壳整体弯曲共振和桥壳后盖局部共振等3个问题,分别针对3个问题制定改进措施并加以验证。

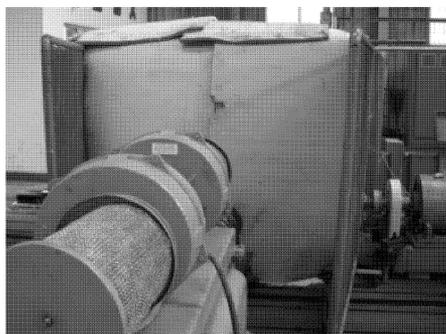


图1 台架试验现场

* 国家高技术研究发展计划(“八六三”计划)资助项目(编号:2007220101002381)

收稿日期:2012-01-05;修改稿收到日期:2012-03-13

2 齿轮冲击问题

2.1 问题分析

图2为后桥匀加速工况加速度传感器的阶次跟踪图,试验模拟车速从50 km/h匀加速到120 km/h的实车工况。图中横坐标为频率,纵坐标为后桥输入转速。从图中可以看出,11阶振动异常突出,此后桥主减速器主动齿轮为11齿,说明主、被动齿轮啮合冲击过大。

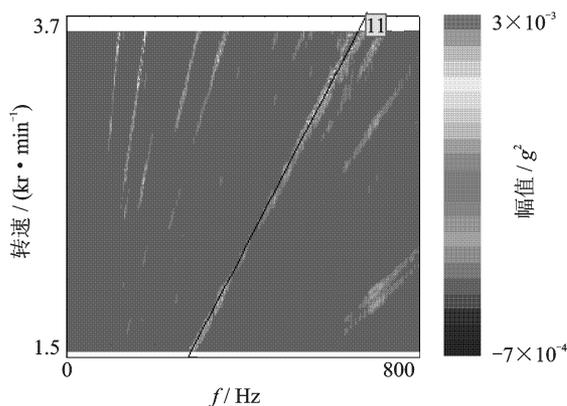


图2 匀加速工况加速度传感器阶次跟踪分析

2.2 改进措施

后桥的主、被动齿轮的表面硬度技术要求都为 $61 \pm 2\text{HRC}$,表面硬度较高且两齿轮硬度相同。齿轮有硬齿面和软齿面之分,同样材料和精度的硬齿面齿轮的振动噪声比软齿面齿轮的高很多^[6],但齿面硬度又是影响齿轮使用寿命的主要因素^[7],故表面硬度不能太低。此后桥主、被动齿轮的硬度相同,但被动齿轮齿数多,在使用过程中比主动齿轮磨损的要轻,故最合理的取值应是被动齿轮的硬度比主动齿轮稍低,这样齿轮对振动和冲击的衰减吸收能力将会提高,且保证了主、被动齿轮的磨损程度基本一致,不会影响主减速器的使用寿命。

在主动齿轮表面硬度不变的前提下,把被动齿轮的表面硬度适当降低,使之稍低于主动齿轮的硬度,由 $61 \pm 2\text{HRC}$ 改为 $59 \pm 2\text{HRC}$ 能降低后桥的振动和噪声水平。

2.3 齿轮寿命分析

闭式传动的齿轮副主要的失效形式为齿面接触疲劳点蚀,齿轮的接触疲劳许用应力为

$$\sigma_{\text{HP}} = \sigma_{\text{Hlim}} Z_N \quad (1)$$

其中: σ_{HP} 为接触疲劳许用应力; σ_{Hlim} 为试验齿轮的接触疲劳极限,是指某种材料的齿轮经长期持续的重复载荷作用(对大多数材料其应力循环数为 5×10^7)后,齿面不出现进展性点蚀时的极限应力; Z_N 为接触强度计算寿命系数。

对于后桥齿轮按车辆里程至少十万公里计算应力循环次数 N_L 选取范围 $5 \times 10^7 < N_L \leq 10^{10}$ 时,对于渗碳淬火钢不允许点蚀,则

$$Z_N = \left(\frac{5 \times 10^7}{N_L} \right)^{0.0306} \quad (2)$$

由GB/T 8539-2000《齿轮材料及热处理质量检验的一般规定》查取齿轮疲劳极限图如图3所示。图中,齿轮的疲劳极限值对渗碳齿轮适用于有效硬化层深度 $\delta \geq 0.15 m_n$ ^[8],试验后桥主减速器齿轮的齿向模数 $m_n = 5.217$,故 δ 须大于0.78。实际齿轮渗碳淬火有效硬化层深度为0.8~1.2,满足条件。

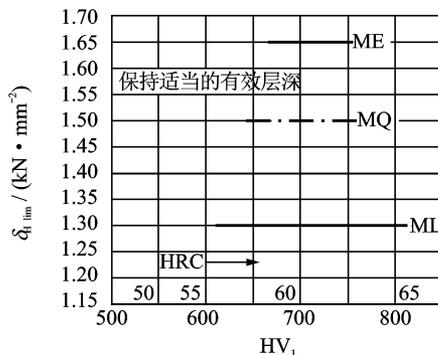


图3 渗碳淬火齿轮的疲劳极限图

可见,在齿面硬度 $57\text{HRC} \sim 63\text{HRC}$ 范围内研究对象齿轮的 σ_{Hlim} 和 Z_N 均与齿面硬度无关;因此,把试验对象后桥的主减速器被动大齿轮的齿面硬度由 $61 \pm 2\text{HRC}$ 改为 $59 \pm 2\text{HRC}$ 不会降低其寿命。

3 桥壳弯曲共振问题

3.1 问题发现

图4为模拟反拖滑行工况传声器在输入转速700 r/min~2 kr/min段内的声压级曲线,发现在输入转速1.066 kr/min左右时噪声突然增大。汽车后桥最主要的振动噪声来源为主减速器齿轮对的啮合冲击,此振动冲击通过轴承传递到桥壳上引起桥壳的振动,从而形成声辐射。输入转速1.066 kr/min时主齿啮合频率为196 Hz。对1.066 kr/min处做频域分析可以发现,199 Hz处的幅值明显最大,

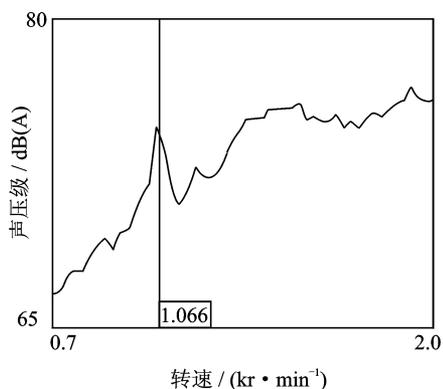


图4 反拖工况传声器声压曲线

1.066 kr/min 时的噪声根源便是此频率,此频率与齿频非常接近,推测此频率是桥壳的某一阶固有频率,1.066 kr/min 处的异常噪声是由于此转速的齿频刚好与此固有频率一致导致桥壳共振,如图5所示。

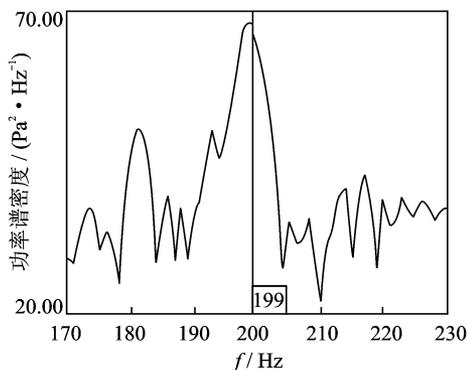


图5 反拖工况输入转速1.066 kr/min处传声器频域分析

3.2 后桥壳模态分析

为了验证后桥壳共振的推测,对后桥壳总成(包括半轴套管、主减速器壳和后桥壳盖)进行模态计算,因为有限元法是求解复杂结构特征值问题的有效方法^[9],故用有限元方法对此后桥壳进行模态计算,求解桥壳的前30阶固有频率和振型。

在计算桥壳的模态之前先通过后桥总成的模态试验和计算验证后桥有限元模型的正确性,为后续任一零部件的模态计算奠定正确的模型基础。

后桥形状非常不规则,通过常规方法很难绘制其三维模型,故应用逆向工程方法建立此后桥的三维数字模型。通过三维立体成像技术对后桥各部件进行扫描,基于反求理论在Catia中建立后桥各零部件的三维数字化模型,并按照图纸工艺要求进行装配,对得到的后桥三维模型进行有限元网格划分,有限元模型如图6所示。

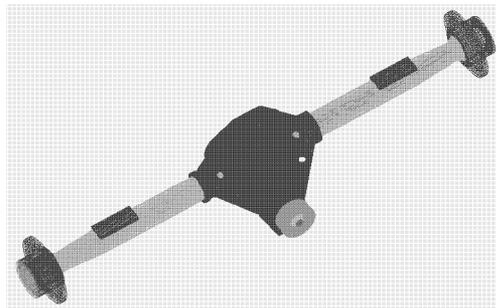


图6 后桥总成有限元模型

把建立好的有限元模型导入Abaqus中,对模型进行材料属性定义、约束条件添加等工作,通过Abaqus的Lanczos求解器计算求得后桥模态频率和振型,主要部件的材料参数定义如表1所示。

表1 材料参数表

部件名称	弹性模量/ 10 ⁵ MPa	泊松比	密度/ (10 ⁻⁹ t · mm ⁻³)
主减速器壳	1.73	0.3	7.55
后桥壳盖	2.06	0.3	7.90
半轴套管	2.06	0.3	7.90
齿轮	2.06	0.27	7.90
轴承	2.10	0.3	7.90

模态试验使用LMS模态测试系统。将后桥用弹簧悬挂起来模拟自由悬挂状态,模态试验中激励方式为电磁激振器激励,激振方向与 xOy , xOz , yOz 3个平面均成一定角度,测量 x , y , z 3个方向上的加速度信号。后桥的悬吊方式及激振器激振位置的选取如图7所示。



图7 后桥的悬吊方式及激振位置

试验过程中需要足够多的测点以避免空间的混叠,布置测点时以后桥的有限元模拟结果为指导,根据后桥外形及模拟计算结果选取33个拾振点,测试用传感器为三向加速度传感器。

限于篇幅,这里只列出模态频率的前三阶模拟计算值和试验值比较结果,如表2所示。

表2 后桥整体模态试验值与计算值

振型	试验值/Hz	计算值/Hz	误差/%
一阶弯曲	89.3	94.7	6.1
二阶弯曲	256.25	293.02	14.3
三阶弯曲	568.86	590.99	3.8

可以看出,试验值比计算值稍低,这是因为在有限元模型建立的过程中,对某些部件的接触位置进行了粘接操作,导致后桥总成的刚度稍有增加,提高了模型的模态频率,但计算模态频率与试验模态频率相差在15%以内,故建立的有限元模型是正确的,可以继续用来做桥壳的模态计算。

桥壳的有限元模型包括主减速器壳、后桥壳盖和两个半轴套管共4个部件,共有108 188个节点和239 205个单元。表3和图8~图10为后桥壳的前3阶模态频率和振型。

表3 后桥壳模态计算结果

序号	f/Hz	振型
1(图8)	195.30	后桥壳一阶弯曲
2(图9)	403.83	后桥壳二阶弯曲
3(图10)	736.23	后桥壳三阶弯曲

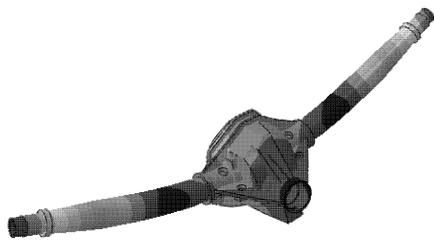


图8 后桥壳一阶弯曲

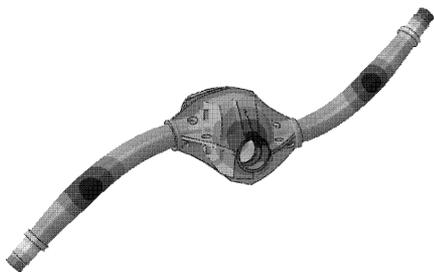


图9 后桥壳二阶弯曲

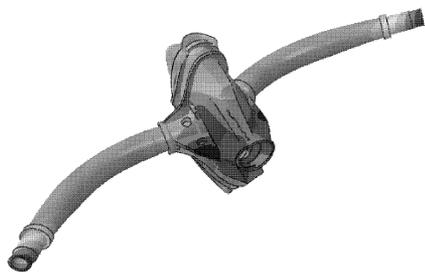


图10 后桥壳三阶弯曲

从后桥壳总成的模态计算结果可以看出,后桥壳总成的一阶弯曲固有频率为195.30 Hz,后桥传动系台架试验中的模拟挂挡反拖工况1.066 kr/min处的异常噪声根源频率为199 Hz,与195.30 Hz非常接近,由此可判断后桥在1.066 kr/min处的异常噪声是由于此转速的齿频刚好和固有频率一致导致桥壳一阶弯曲共振。

3.3 改进措施

可以在后桥上加装动力吸振器^[10]降低此频率下后桥壳的振动幅值,动力吸振器的固有频率设计为针对后桥壳的199 Hz。动力吸振器安装在主减速器壳旁的肋板上,最小离地间隙大于后桥最小离地间隙,不会影响车辆的通过性。动力吸振器实物照片及在后桥上的安装位置如图11所示,结构由振动质量、橡胶块和底座组成。若通过试验验证其效果良好,投产前还需对吸振器底座与桥壳肋板连接处进行结构优化设计。

此动力吸振器设计为最佳调谐式^[11],根据最佳调谐式动力吸振器的设计公式设计其质量为3 kg,计算其橡胶刚度为4 593.529 N/mm,最佳阻尼比为0.084。常用橡胶材料的阻尼比约为0.05~0.12,此动力吸振器设计的最佳阻尼比在此范围内符合实际。

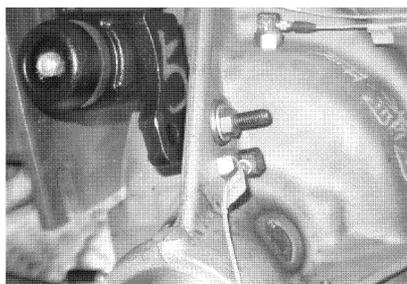


图11 动力吸振器及其安装位置

4 桥壳后盖共振问题

如图12所示,由匀加速工况噪声阶次跟踪图发现,对象后桥在1.05 kHz~1.17 kHz频率内的噪声幅值明显高于其他频率处。

桥壳后盖厚度只有2 mm,为后桥的主要噪声辐射位置,对其进行有限元约束模态分析,如图13所示。约束位置为11个螺栓孔处,模拟后盖在后桥上的连接状态进行模态计算。

计算得到一阶模态振型如图14所示,其频率为1.106 kHz。阶次跟踪图上1.05~1.17 kHz频率内的噪声幅值异常增大是由于桥壳后盖的一阶弯曲共振导致的。

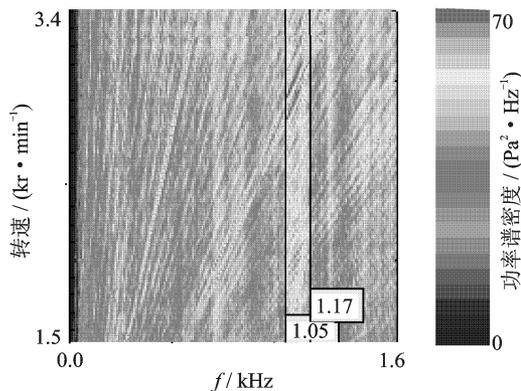


图12 匀加速工况传声器阶次跟踪分析



图13 桥壳后盖约束位置

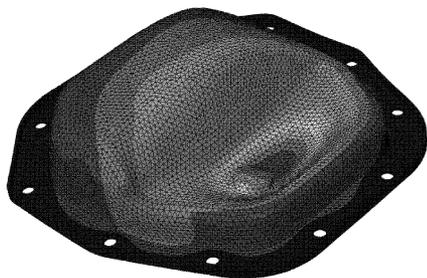


图14 桥壳后盖一阶约束模态振型

由桥壳后盖一阶约束模态振型图可以看出,振幅最大位置位于注油孔四周,最直接的改进方式即把注油孔周围加强,可以焊接板材。这样做的缺点是增加了生产工序且后盖太薄,不易焊接。最简易的改进措施是把桥壳后盖加厚,由2 mm 改为2.5 mm,这样不会改变生产方式,只是增加少量的材料成本。

5 改进效果试验验证

通过对后桥台架试验数据的分析、理论分析及有限元分析,提出了3项改进措施,即:

- 1) 把主减速器被动齿轮的表面硬度由 $61 \pm 2\text{HRC}$ 改为 $59 \pm 2\text{HRC}$;
- 2) 加装动力吸振器;
- 3) 把桥壳后盖的厚度由 2 mm 增加到 2.5 mm。

对改进后的后桥做台架验证试验,保证各试验条件与改进前的台架试验一致。把验证试验测得的数据与改进前数据进行对比,图15为改进后的匀加速工况加速度传感器阶次跟踪分析,可见齿轮啮合冲击振动已经衰减了很多。

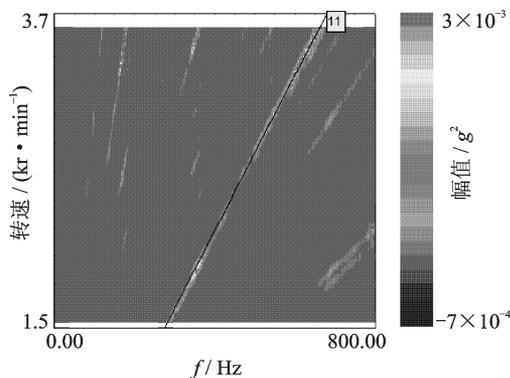


图15 改进后匀加速工况加速度传感器阶次跟踪分析

改进前、后反拖工况传声器声压随转速变化曲线对比如图16所示,由改进前、后噪声对比可以看出,噪声降低明显,在整个过程中降低了3 dB左右,并且在1.066 kr/min处的噪声异常情况消失,说明动力吸振器起到了积极的作用。改进后匀加速工况传声器阶次跟踪如图17所示,从图中可以看出1.15~1.17 kHz 频率内的噪声幅值异常增大情况已基本消失,说明对桥壳后盖采取的措施切实有效。

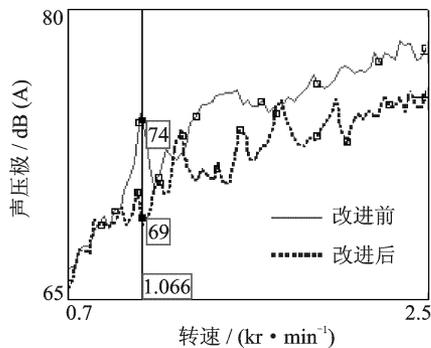


图16 改进前、后反拖工况噪声对比

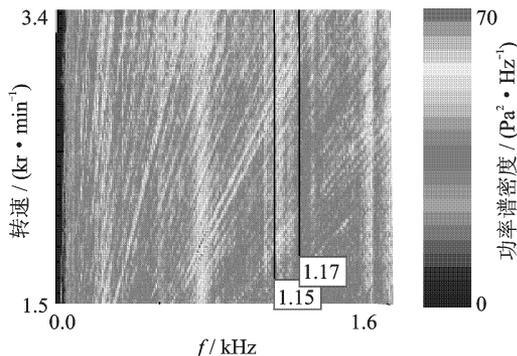


图17 改进后匀加速工况传声器阶次跟踪分析

由改进验证试验结果可以看出,改进措施切实有效,后桥异常振动噪声的问题发现途径及改进方案对其他后桥的振动噪声控制具有参考价值。

6 结 论

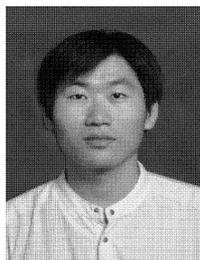
1) 该后桥11阶振动异常突出,即主减速器齿轮对啮合冲击过大,原因为两齿轮表面硬度较高。适当降低被动大齿轮的表面硬度会降低齿轮对啮合冲击导致的后桥振动噪声,且不会影响使用寿命。

2) 当输入转速为1.066 kr/min时噪声异常增大,经过分析推测此转速下的异常噪声是由于齿轮啮合频率与桥壳的某一阶固有频率相近而导致桥壳共振。为了验证这一推测,通过模态试验验证了后桥总成有限元模型的正确性,采用有限元法对后桥壳做了模态分析。模态计算结果与台架试验对比发现,后桥壳的一阶弯曲固有频率与后桥输入转速为1.066 kr/min时的齿频非常接近,从而导致后桥壳共振,需要在后桥上安装动力吸振器。

3) 桥壳后盖的厚度很小,导致其一阶模态频率处的振动噪声很大,对桥壳后盖进行了加厚处理。经验证,改进措施取得了良好的效果,后桥噪声降低了约3 dB。

参 考 文 献

- [1] Lee S K, Go S K, Yu Dongjun, et al. Identification and reduction of gear whine noise of the axle system in a passenger van [C] // SAE Paper. Michigan: SAE 2005 Noise and Vibration Conference and Exhibition, 2005.
- [2] Litvin F L, Fuentes A, Hayasaka K. Design, manufacture, stress analysis, and experimental tests of low-noise high endurance spiral bevel gears [J]. Mechanism and Machine Theory, 2006, 41 (1): 83-118.
- [3] 夏秀蓉,杨锋军,孟春景. 螺旋锥齿轮质量对后桥总成噪声的影响[J]. 合肥工业大学学报:自然科学版, 2009, 32 (S1): 167-170.
Xia Xiurong, Yang Fengjun, Meng Chunjing. Influences of hypoid gear quality on rear axle noise [J]. Journal of Hefei University of Technology: Edition of Natural Science, 2009, 32 (S1): 167-170. (in Chinese)
- [4] Frank F. Sound and structural vibration radiation transmission and response [M]. London: Academic Press, 1985: 27-39.
- [5] QC/T 533-1999. 汽车驱动桥台架试验方法[S]. 长春: 长春汽车研究所, 1999.
- [6] Sener O S, Ozguven H N. Dynamic analysis of geared shaft systems by using a continuous system model [J]. Journal of Sound and Vibration, 1993, 166 (3): 539-556.
- [7] El-Bahloul A M M. Surface capacity of gears of circular tooth-profile [J]. Wear, 1996, 193 (2): 146-154.
- [8] 成大先. 机械设计手册——机械传动[M]. 北京: 化学工业出版社, 2004: 104-108.
- [9] 陈静. 基于有限元方法的重型车变速器整体动态模拟与寿命预测研究[D]. 长春: 吉林大学, 2009.
- [10] 庞剑, 谌刚, 何华. 汽车噪声与振动——理论与应用 [M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2006: 270-272.
- [11] 张阿舟, 姚起航. 振动控制工程 [M]. 北京: 航空工业出版社, 1989: 254-280.



第一作者简介:郭年程,男,1985年8月生,博士生。主要研究方向为汽车系统动力学与控制、汽车NVH分析与控制。曾发表《Investigation of vibration for vehicle rear axle based on modal analysis》(《Advanced Materials Research》2012, Vol. 424)等论文。

E-mail: guonc769@163.com