DOI: 10.3901/JME.2013.24.108

汽车传动系相关 NVH 问题的动力学研究论述*

吴光强^{1,2} 栾文博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 日本)

摘要: 总结汽车传动系相关 NVH 问题的难点, 典型振动、噪声现象的特征及产生机理和国内外研究进展, 介绍传动系噪声、振动与声振粗糙度(Noise, vibration and harshness, NVH)动力学问题的主要研究内容及路线。从仿真和试验的角度展开论述: 在仿真研究中, 详细分析系统动力学、多体动力学、结构动力学模型及系统、结构动力学混合模型的四种传动系力学模型及其各自的特点, 总结建模所使用的坐标与坐标系, 并针对传动系 NVH 问题的动力学研究, 从定量与定性两个方面总结主要的仿真研究方法; 在试验研究中, 介绍试验研究的主要内容、数据处理的方法及试验的主、客观评价方法。

关键词: 汽车传动系 振动 噪声 声振粗糙度 动力学模型

中图分类号: U46

Review of Dynamic Research for NVH Problems Related to Automotive Driveline

WU Guangqiang^{1,2} LUAN Wenbo¹

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

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

Abstract: Difficulties, characteristics and mechanism of several typical NVH problems related to automotive driveline, advances in present overseas and domestic researches are concluded in this paper. The prime research contents and routes of vehicle driveline NVH problems are also introduced. The discussions are unfolded from two aspects of simulation and experiment. Aiming at dynamic research of NVH problems related to automotive driveline, the characteristics of four mechanical models which are systematic dynamics model, multi-body dynamics model, structural dynamics model, systematic and structural dynamics hybrid model are analyzed in detail, coordinates and reference systems used in modeling and the main simulation quantitative and qualitative research methods are also reviewed in simulation. Meanwhile, research contents, signal processing methods, subjective and objective assessment are presented briefly in experiment research aspect.

Key words: Driveline of automotive Vibration Noise Harshness Dynamic model

0 前言

在汽车工业蓬勃发展的今天, 汽车已不仅仅是代步工具, 用户对乘坐舒适性的要求越来越高, 汽车的噪声、振动与声振粗糙度(Noise, vibration and harshness, NVH)品质越来越受到重视。NVH 设计正朝着“主动设计”的方向发展, 即将 NVH 设计融入整车的设计过程, 而不是在车型上市接到用户抱怨后去解决。

如果把发动机比作汽车的“心脏”, 传动系就可以比作是汽车的“动脉”。汽车传动系主要由离

合器或液力变矩器、变速器、主减速器、差速器、半轴、车轮等部件组成, 负责将发动机动力传递到驱动车轮上, 是汽车的核心系统之一。传动系的 NVH 问题在汽车 NVH 研究领域已经得到重点关注。

传动系的振动现象按产生机理可以分为强迫振动、自激振动和参激振动; 而传动系的噪声现象多由振动导致, 因此对这些噪声的研究多集中在传递路径和声场分析等方面, 而其机理方面多从振动的角度进行研究。按照振动的表现形式, 传动系振动又可以分为扭转振动、弯曲振动、纵向振动, 以及它们之间相互耦合而产生的弯扭耦合振动、扭纵耦合振动、弯扭纵耦合振动^[1]。扭转振动无疑是传动系最常见的一种振动形式, 弯曲振动也是某些传动系振动噪声问题产生的根源。针对单一振动形式

* 国家自然科学基金资助项目(51175379)。20130715 收到初稿, 20131128 收到修改稿

的研究始终无法模拟传动系各部件工作的真实状态,存在一定的弊端,因此对耦合振动的研究得到了研究者的重视。此外,对振动、噪声品质及其对乘坐舒适度影响的研究属于声振粗糙度的范畴,也是传动系 NVH 问题的关注热点。

本文总结了汽车传动系相关 NVH 问题的研究难点、国内外研究进展及典型振动、噪声现象的特征及产生机理,并从研究这些现象入手,介绍了传动系 NVH 问题的一般研究路线和主要内容,详细分析了 NVH 问题动力学研究中的四种力学模型及其各自的特点,然后从仿真和试验两个方面分别论述了各自的内容,为汽车传动系 NVH 问题的动力学研究奠定了基础。

1 传动系 NVH 问题的认识及研究进展

对汽车 NVH 问题的研究涉及三个方面,即激励、传递路径和响应,相应地就有针对该问题的三个优化或解决方向,即降低激励、优化传递路径特性、关注点位置隔振降噪。就汽车传动系的 NVH 问题而言,激励源是发动机、传动系或与其相关的部件(如离合器、变速器、万向节、传动轴、车轮、制动器等),关注点为与乘员触觉或听觉直接相关的位置,传递路径则较为复杂,振动通过结构(如传动

系统、悬架系统、车身等)进行传递,噪声则既包括结构传递,又包括空气传递。所以,在汽车上,这三个方面包含了不同的汽车子系统和部件,使得 NVH 问题成为了一个相互关联的系统性问题,需要进行综合考虑,找到优化的解决方案。

汽车传动系 NVH 问题与汽车其他系统的 NVH 问题相比,具有以下一些难点。

(1) 汽车传动系的子系统和零部件众多。

(2) 汽车传动系布置形式各异,各部件结构、材料各异。

(3) 汽车传动系中存在大量的非线性因素(如离合器扭转减振器非线性扭转刚度和干摩擦阻尼的迟滞现象、齿轮动态啮合刚度、齿轮和花键的间隙、轮胎的非线性刚度等)。

以上的三点都给传动系 NVH 问题的分析、建模以及求解带来了较大的困难,也使其成为了汽车 NVH 领域一个亟待解决的重点问题。

与车辆传动系相关的 NVH 问题主要为中低频振动现象和频率在 20~16 000 Hz 范围内的噪声现象。按照前置前驱车辆传动系大致的拓扑结构、振动噪声的类别及特征频率范围,将发动机、传动系及制动器处一些主要的振动、噪声现象整理如图 1 所示。

图 1 前置前驱(FF)汽车动力传动系统主要振动、噪声现象

图 1 中,离合器起步颤振现象、齿轮敲击噪声现象、变速器啸叫噪声现象以及制动颤鸣现象比较常见,是与传动系相关的典型 NVH 问题。

离合器起步颤振现象一般出现在汽车起步时,在离合器接合过程中,汽车传动系发生剧烈的扭转

振动,给乘员直观感受为整车出现的纵向抖动现象^[2]。这种振动现象按产生的机理分为两种:一种为自激振动,即由于离合器摩擦材料的摩擦因数随滑摩速度的负变化率给传动系引入了负阻尼而产生^[3];另一种为强迫振动,即由于膜片弹簧的面不

平度、分离轴承的倾斜压缩导致的与发动机转速频率相关的激励和由于飞轮、压盘的面不平度、曲轴和变速器输入轴的不对正导致的与飞轮和摩擦片转速差频率相关的激励而产生的^[4]。文献[5]以电控机械式自动变速器(Automated mechanical transmission, AMT)的干式离合器为研究对象,建立了 3 自由度的车辆传动系动力学模型,并在此基础上设计了车辆起步的鲁棒控制器,进行了仿真验证,文章从主动控制的角度出发,为抑制起步颤振现象提供了新的思路。文献[6]以液力变矩器(Torque converter, TC)的锁止离合器为研究对象,建立了 15 自由度的车辆传动系动力学模型,在液力变矩器上加装动力吸振器来抑制离合器颤振现象,有较强的工程实际意义。

齿轮敲击现象一般出现在轻载或空载齿轮上,是由于发动机的转矩波动和齿侧间隙的存在,在轮齿间出现重复冲击而产生的广谱噪声现象^[7],分为空挡敲击和驱动敲击。当非承载从动齿轮的惯性力矩峰值大于其自身的阻滞力矩时,会出现敲击现象^[8]。文献[9]研究了重载变速器的齿轮敲击现象,结合齿轮的实际运动在不同转速下进行了齿轮敲击的数值仿真,并通过仿真和试验证实了随着转速的增加,重载变速器齿轮副的相对速度幅值变大,将导致更为严重的敲击现象。文献[10]以五速变速器为研究对象,基于 4 自由度的扭振模型,以传递矩阵的最小奇异值为目标函数,以弯曲应力、接触应力和齿轮中心距为约束,以变速器的模数、齿数、轴向间隙、齿侧间隙等参数为优化参数,使用优化的方法降低了变速器的齿轮敲击噪声,关于变速器敲击影响因素和模型的考虑更为细致。双质量飞轮(Dual mass flywheel, DMF)可以有效地降低发动机传给变速器输入轴的转速波动,相当于在发动机后面加了一个机械式低通滤波器,是解决变速器敲击现象的可行方案。其中,采用离心摆减振的双质量飞轮技术是对原有技术的升级。离心摆减振器的固有频率与飞轮的转速呈正比,因此在适当的参数下,它能够有选择地吸收发动机主要阶次的振动,减振性能大大提升^[11]。研究人员还在双质量飞轮的基础上设计和探讨了三质量飞轮的可行性,并进行了仿真对比验证了其优越性^[12]。这些都是从传动系部件机械结构设计的角度上,优化传动系 NVH 问题,有较强的工程指导意义。

变速器啸叫现象则一般出现在承载齿轮副上,是由于齿轮副动态啮合刚度、传递误差引发的齿轮动态啮合激励所导致的噪声^[13],具有明显的齿轮副啮合阶次特征^[14],当变速器壳体结构及声腔的固有

模态被激发共振后,啸叫噪声现象变得更为严峻,成为窄带噪声。文献[15]以三维齿轮副的非线性振动为研究对象,基于集总参数齿轮啮合模型提出采用离散刚度网络得到部分啮合失效情况下的啮合刚度,以此来分析其对传递误差和齿面载荷的影响,文章着眼于齿轮部分啮合失效情况下的研究,更加符合工程实际。文献[16]以考虑润滑的变速器为研究对象,基于多体动力学仿真,研究了包括齿面间油膜和弹性齿面变形影响的齿轮间接接触,分析了摩擦润滑参数和几何参数对变速器结构噪声的影响,并认为摩擦润滑参数对白噪声影响很小,但几何参数中的螺旋角对白噪声影响较大,这里加入了对润滑和摩擦因数的考虑,较贴近实际情况。

制动颤鸣现象是由于制动盘与制动衬块之间的黏滑运动导致摩擦力矩突变而产生的^[17],通过悬架等连接部件传递至车内,形成可被车内乘员感知的较强烈的低频颤振和噪声(50~500 Hz)^[18]。该现象不光发生在车辆低速制动时,还发生在装备自动变速器的车辆缓慢起步的过程中。文献[19]在卡钳、滑块试验模型的基础上研究了低频的爬行颤鸣现象,认为颤鸣现象受两个量纲一参数影响:刚度比(结构刚度与接触刚度之比)和低频黏滑指数(由正压力、滑摩速度、动静摩擦因数差决定),并基于这两个量纲一参数给出了抑制颤鸣现象的方法,文章关于这两个量纲一影响参数的提法较为新颖。文献[20]以某商用车后轮鼓式制动器颤鸣现象为研究对象,结合已售出的故障车辆、新下线车辆和试验室台架的试验数据,分析了鼓式制动器颤鸣现象产生的原因,认为工作环境下由于摩擦升温使摩擦因数发生变化导致了颤鸣现象。在该分析过程中引入了总价值分析(Total value analysis, TVA)和失效模式与影响分析(Failure mode and effects analysis, FMEA),更具工程价值。

从近几年来看,国内外对传动系 NVH 问题的研究更为深入和具体,从最初的分析机理、基于较简化模型进行现象仿真,逐步朝着建立考虑更多影响因素的、研究对象更为细致、更加符合工程实际的动力学模型,提出传动系 NVH 问题新的影响因素,从主动控制和传动系部件结构设计的角度去解决某些 NVH 问题等方向发展,着眼点更加新颖,对今后的研究工作具有启发和指导意义。

2 传动系 NVH 问题研究内容

对汽车传动系 NVH 问题的研究大致遵循如下(图 2)的路线。

(1) 针对 NVH 问题设计试验方案, 在不同工况下进行特征测试试验, 并通过系统物理参数辨识的手段从试验数据中得到仿真建模需要的某些动力学相关参数。

(2) 在相关动力学参数的基础上建立汽车传动系动力学模型, 根据相应的动力学原理和算法, 分别得到数学模型和仿真模型, 对仿真模型的不同工况下响应进行仿真分析, 并对车辆传动系进行计算模态分析。

(3) 将不同工况下响应的仿真结果和计算模态分析结果与试验数据进行对比, 如果两者相差较大, 则对仿真模型及参数进行重新调整; 如果两者较为一致, 则根据仿真模型分析不同动力学参数对该现象的影响, 并得到理论的优化或解决方案。

(4) 对理论的优化或解决方案进行试验验证, 如果无效, 则重新对该方案进行调整; 如果该现象得到优化或消除, 则该方案经过试验验证是可行的。

图2 NVH问题的一般研究路线

综上所述, 对传动系 NVH 问题的动力学研究可以分为试验研究和仿真研究两个方面。试验分为特征测试试验和验证试验, 前者主要为了得到现象的特征并分析产生机理, 后者主要为了验证优化或解决方案的可行性。除此之外, 试验方面的研究内容还包括系统非参数辨识(传递函数辨识和脉冲响应函数辨识等)、系统模态参数辨识(试验模态分析)和系统物理参数辨识等^[21]。仿真方面的主要研究内容为模型的建立、计算模态分析、响应求解、计算传递路径分析等, 后面几个仿真研究内容都依赖于模型的建立。

3 传动系 NVH 问题动力学模型

研究传动系 NVH 问题的动力学模型分为力学模型、数学模型和仿真模型, 它们之间的关系是循序渐进的: 以不同的方式抽象客观对象得到相应的力学模型, 力学模型依照相关动力学原理形成数学模型, 在数学模型中加入相应的算法就得到了仿真模型。图3归纳了传动系 NVH 问题动力学研究中会使用到的各类模型与应用的动力学原理。

图3 动力学研究的建模过程

传动系的噪声现象虽然可以利用声学理论进行分析, 但如果从机理的角度入手, 多采用相应的振动力学模型对该现象进行研究。在传动系 NVH 问题的动力学建模中, 有必要对力学模型进行一定的说明。力学模型是对客观对象以不同方式抽象而得到, 这里所说的抽象是指建模所应用的理论, 它包括了集总参数法、多体动力学理论、有限元理论、连续系统振动理论、动态子结构模态综合法。

3.1 系统动力学模型

采用集总参数法建立系统动力学模型是工程中最常用的方法。集总参数法, 又称集中质量法, 它按照能量守恒原则将传动系各部件简化为若干个没有弹性的质量块(或惯量盘)和没有质量(或惯量)的理想弹簧以及连接在质量块(或惯量盘)上的黏性阻尼器, 形成了质量块(惯量盘)-弹簧-阻尼器组成的离散系统模型。该模型的精度与系统质量(惯量)、刚度和阻尼参数的准确度密切相关。由于实际中传动轴系的刚度和质量是连续分布的, 集总参数法作了较大简化, 产生误差是无法避免的。系统动力学模型得到的数学模型是代数、微分方程组。

系统动力学模型多在要对车辆传动系进行较大降阶和简化时采用, 在分析离合器颤振、变速器齿轮敲击和啸叫以及制动颤鸣现象等典型传动系 NVH 问题中都可以使用。系统动力学模型的低阶固有模态往往比较准确, 但较高阶模态的计算结果存

在较大偏差,因此系统动力学模型不适合要求结果精确的数值仿真分析,但可以为定性仿真研究提供很好的支持,适合对现象的机理进行研究。

3.2 多体动力学模型

多体动力学模型建模思路清晰,模型精度较高,应用也很广泛。多体动力学模型分为多刚体、多柔体和刚柔耦合多体动力学模型,它们将传动系各部件抽象为刚体或弹性体,通过定义各部件间的约束建立多体动力学模型,研究其在空间运动中的动力学特性。其中多柔体与刚柔耦合多体动力学模型中的柔性体部件一般是将有限元法得到的部件模态信息替换原先对应的刚体部件而得到的,更适合于进行较精确的数值仿真分析,在上述传动系 NVH 问题的分析中都可以采用,其仿真结果的精度也较高,适合基于模型提出针对该现象的理论优化或解决方案。多体动力学模型得到的数学模型同样也是代数、微分方程组。

3.3 结构动力学模型

通过连续系统振动理论和有限元法都可以建立结构动力学模型,虽然两者都认为质量、刚度是连续分布的,但这两者得到模型却是大不相同的。基于连续系统振动理论得到的模型,又称为基于分布质量弹性体的结构动力学模型,基于这种动力学模型得到的数学模型为偏微分方程组,相比于有限元模型,具有无限多的自由度,更加贴近于真实情况,计算结果可以认为是准确值,但计算复杂,计算量较大;有限元法建立的结构动力学模型采用了一种离散的表达形式,其精度同划分单元的数量和种类有直接的关系,基于此种动力学模型得到的数学模型为常微分方程组,由于进行了离散化处理,计算量大大减小,计算效率高。

由于车辆传动系部件较多、结构复杂,结构动力学模型并不适合对整个传动系进行建模,但是可以对传动系中的轴、齿轮、轴承等部件以及轴系进行建模,对部件和轴系的模态进行分析,如用于变速器啸叫、敲击噪声现象中计算齿轮的接触刚度和制动颤鸣现象中计算制动器的固有模态等。

3.4 系统、结构动力学混合模型

鉴于车辆传动系部件众多、结构各异,在保证建模精度的前提下,要降低模型的复杂程度,系统动力学与结构动力学相结合的混合模型是一种较好的解决方案。在这种混合模型中,传动轴系采用结构动力学模型,避免了系统动力学模型简化轴系带来的较大误差;离合器、啮合齿轮副等轴系间的连接部件采用系统动力学模型,极大地降低了采用结构动力学理论建立这些部件时模型的复杂程度。动

态子结构模态综合法也可应用在该混合模型中,通过合理地划分子结构,得到子结构的模态特征和模态坐标,利用子结构间联接的兼容性条件建立起整个系统的模型。在子结构模态特征和模态坐标形成时,还可以结合模态截取准则,截掉对结果影响较小的高阶模态,以达到降低系统模型自由度的目的。

这种模型既有系统动力学的部分,又有结构动力学的部分,既适合机理分析,又同样适合于进行较精确的数值仿真分析,特别适合车辆传动系的特点与建模的要求。基于该模型同样也可以提出针对 NVH 问题的理论优化或解决方案。基于此种动力学模型得到的数学模型为代数、微分方程组。

3.5 模型中的坐标和坐标系

在建立上面这四种模型时基本都要用到总体坐标系和局部坐标系,总体是指整个传动系,局部则是指各个部件。有限元法中还存在单元坐标系,通过坐标变换,单元坐标可以转换到部件的局部坐标系中。总体、局部和单元坐标系都是物理坐标系,在建模时总体坐标系一般为固定于空间中的绝对参考坐标系(即欧拉坐标系),局部和单元坐标系一般为固定在物体上与物体一起运动的相对坐标系(即拉格朗日坐标系)。

模态综合法中的坐标系除上述之外,还有各子结构的模态坐标系,模态坐标通过坐标变换可以转换到物理坐标。

4 传动系 NVH 问题仿真研究方法

动力学的仿真研究方法分为定量和定性两种。在传动系 NVH 问题中,前者多针对动力学振动仿真模型的响应求解和固有模态计算,后者多基于非线性模型的响应从稳定性、分岔、混沌的角度对 NVH 问题进行研究。

4.1 定量研究方法

定量研究方法分为数值、半解析和解析三种方法。

(1) 数值方法,是数值求解代数、微分方程(组)的方法。例如,求解常微分方程(组)常用的单步的龙格-库塔法及基于其的各种改进算法和多步的 adams 法等算法^[22]和用于求解多自由度线性振动系统常用的中心差分法、侯博特法、威尔逊- θ 法和纽马克- β 法等。后者将系统的运动微分方程在时间域内进行离散,将某时刻的速度和加速度用相邻时刻的各位移的线性组合表示,把系统的运动微分方程化为由位移组成的离散时刻代数方程组,进行逐步积分,求得一系列离散时刻的响应,这些方法可以

缩短计算时间, 提高计算效率^[23], 特别适合用于传动系 NVH 问题动力学多自由度模型求解。

(2) 半解析方法, 如谐波平衡法、增量谐波平衡法、摄动法、多尺度法、渐进法等, 一般应用在弱非线性振动系统的响应求解中, 这类系统的非线性项为小量, 因此有可能将非线性项作为对线性系统的一种摄动, 从而在线性系统解的基础上得到该非线性系统的近似解^[24]。传动系中的非线性因素很多, 如离合器的扭转减振器刚度、波形片的面压缩特性、离合器摩擦材料的黏滑特性、齿轮的动态啮合刚度、齿侧和花键间隙以及轮胎与地面的附着特性等等, 这些方法对获得非线性车辆传动系模型的半解析解提供了支持。

(3) 解析方法, 一般应用在某些线性代数方程(组)的直接求解中, 也可应用在线性常微分方程求解中, 如广义特征值法等。在线性多自由度振动系统固有模态和振型的计算中, 除了对特征方程直接求解外, 还有一些近似的计算方法, 同样属于解析方法, 如估算系统基频的邓克莱法、瑞利法、矩阵迭代法; 计算前几阶频率和主振型的霍尔兹法、里兹法、传递矩阵法、子空间迭代法等^[25]。

4.2 定性研究方法

定性研究方法主要有稳定性分析、分岔、混沌分析等^[25]。

非线性系统多采用李雅普诺夫直接法(构造李雅普诺夫函数)对系统的稳定性进行分析, 而线性系统一般多采用劳斯-赫尔维兹判据。此外, 相平面法也是分析稳定性问题的有效手段。稳定性分析对振动系统尤为重要, 当某动力学参数发生改变时, 系统的稳定性也可能随之改变。在离合器的颤振、变速器啸叫和制动颤鸣等现象的研究中, 都要进行稳定性的分析。

分岔和混沌是非线性系统中特有的现象和研究内容。分岔同样涉及结构的稳定性分析, 分岔既有局部分岔, 也有全局分岔; 既存在静态分岔, 也存在动态分岔。相平面法也是研究分岔现象的重要手段。干摩擦自激振动中就存在霍普夫分岔现象。混沌现象则既可以通过相轨迹庞加莱映射的几何方法, 也可以采用李雅普诺夫指数的数值方法进行研究。由于传动系振动发生混沌现象的危害性极大, 在变速器齿轮敲击噪声和传动系金属敲击噪声现象的研究中, 均要对是否发生混沌现象进行分析。

5 传动系 NVH 问题试验

研究传动系 NVH 问题的试验种类主要有传动

系台架试验、实车转鼓试验、实车道路试验等。通过试验记录各布点位置仪器(振动加速度传感器、传声器、人工头等)的响应, 测试传动系或整车在不同工况下某 NVH 问题的振动、噪声特征, 研究其产生的机理, 并验证 NVH 问题的优化或解决方案等。特别的, 在测量发动机振动时需要选用耐高温的振动加速度传感器。从某种程度上, 传动系台架试验对研究 NVH 问题更具针对性, 较适合研究产生机理及指导仿真分析; 实车转鼓试验和路试针对的是 NVH 问题在整车层面上的表现, 更具实际意义。

试验数据的处理分析方法也是试验研究中重要的组成部分, 可以基于时域、频域、时频域、阶次域对试验数据进行处理和分析。在时域分析中, 可以从幅值上对比分析试验数据的峰值、方均根(Root mean square, RMS)值等; 在频域分析中, 可以进行功率谱、相干函数估计等分析; 在时频域中, 可以基于短时傅里叶变换、Gabor 变换、魏格纳变换等方法进行时频分析, 联合时域和频域共同观察信号的特征和能量变化^[26]; 在针对旋转部件分析的阶次域中, 可以进行阶次谱分析与阶次跟踪, 如在变速器啸叫现象的研究中, 利用阶次分析与阶次跟踪的手段, 定位发生啸叫的齿轮副及定量分析其特征, 如图 4~6 所示^[14]。

图4 三维阶次谱图

图5 二维阶次谱图

此外, 试验各布点位置记录的振动、噪声数据里不可避免地引入了如转鼓、驱动电动机、发动机等的振动、噪声影响, 也可以通过小波变换、阶次跟踪等信号处理方法, 将转鼓及电动机的振动噪声

图 6 阶次跟踪

成分进行消除,将传感器的信号中的发动机振动噪声成分进行分离和提取。

试验研究中 NVH 问题的特征测试、验证优化或解决方案都会涉及对该现象的评价。评价分为客观和主观评价,主、客观评价是相互结合、不可分割的。

客观评价通过分析试验数据,用量化的指标,如振动的加速度值、噪声的声压级及它们的功率谱密度等指标去衡量振动或噪声现象的强弱和好坏。客观评价一般选择与车内乘员最为相关的振动和噪声通道进行分析,如转向盘处、座椅导轨处、驾驶员踏板处、地板处、驾驶员和乘员的耳旁处等通道。

主观评价则是用户或测试人员对车内外振动、噪声的直观感受,感觉声音是安静还是嘈杂、悦耳还是刺耳,感觉振动大小和舒适性^[27],并按照一定的规则对该振动或噪声现象的强弱和品质进行分级评估,其中广为接受的主观评价打分如下表所示。

表 主观评价打分

	级别									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
接受程度	不能接受			过渡		可以接受				
接受对象	所有顾客		绝大多数顾客		比较挑剔的顾客		专业人员			

只有综合客观与主观评价,才可以得到真实可信的结果。近年来,研发人员们一直在研究用定量的方法来描述主观评价,如声品质是用户对汽车噪声的主观感知,可以通过定量指标来判断声品质的好坏。此外,国外研究人员正在尝试通过某些人体的生理定量指标来对振动噪声现象进行定量的主观评价,如脑电波、心跳变动、肌肉电位等,这些生理定量指标可以从一定程度上反映乘员的主观感受。建立主、客观评价间的关系,通过主观评价预测客观或通过客观评价预测主观,也是目前的研究热点。

6 结论

针对汽车传动系若干典型 NVH 问题,做了如下的探讨。

(1) 总结了汽车传动系 NVH 问题的难点及国内外的研究进展,介绍了传动系 NVH 问题的动力学研究路线,并从仿真和试验两个方面总结了主要的研究内容。

(2) 详细分析了车辆传动系 NVH 问题建模所用到的系统动力学、多体动力学、结构动力学模型及系统、结构动力学混合模型四种力学模型及其各自的特点和建模所使用的坐标与坐标系。

(3) 从定量和定性两个方面介绍了汽车传动系 NVH 问题的动力学主要的仿真研究方法,并从主要研究内容、数据处理方法、主客观评价方法等方面对传动系 NVH 问题的试验研究进行了总结。

参 考 文 献

- [1] 蒋国平, 王国林, 陈步达. 车辆动力传动系振动研究评述[J]. 江苏理工大学学报, 2000, 21(3): 22-26.
JIANG Guoping, WANG Guolin, CHEN buda. Review on research of vibration of vehicle powertrain[J]. Journal of Jiangsu University of Science and Technology, 2000, 21(3): 22-26.
- [2] CROWTHER A, ZHANG N, LIU D K, et al. Analysis and simulation of clutch engagement judder and stick-slip in automotive powertrain systems[J]. Journal of Automobile Engineering, 2004, 218(12): 1427-1446.
- [3] ALBERS A, HERBST D. Chatter-causes and solutions[C]// The 6th LuK Symposium, 1998. Germany: Luk GmbH & Co, 1998: 23-45.
- [4] HIROYUKI K, KATSUYUKI H. A prediction method of vehicle vibration caused by the drive torque fluctuation at takeoff[C]//Society of Automotive Engineers. SAE Technical Papers. Warrendale, PA, USA: SAE International, 2007: 2007-01-3499.
- [5] NAUS G J L, BEENAKKERS M A, HUISMAN R G M, et al. Robust control of a clutch system to prevent judder-induced driveline oscillations[J]. Vehicle System Dynamics, 2010, 48(11): 1379-1394.
- [6] TAKAHIRO R, KENICHIRO M, TAKASHI N, et al. A study on shudder in automatic transmission lock-up clutch systems and its countermeasures[C]//Society of Automotive Engineers. SAE Technical Papers.

- Warrendale, PA, USA: SAE International, 2011: 2011-01-1509.
- [7] WANG M Y, MANOJ R, ZHAO W. Gear rattle modelling and analysis for automotive manual transmissions[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2001, 215(2): 241-258.
- [8] 王建军, 陆明万, 张雄, 等. 汽车变速系统的拍击动力学基本理论[J]. 机械科学与技术, 1997, 16(3): 391-396.
- WANG Jianjun, LU Mingwan, ZHANG Xiong, et al. The theory of rattle dynamics for automotive gear shift system[J]. Mechanical Science Technology, 1997, 16(3): 391-396.
- [9] XIANG Dong, XIE Ning, SHEN Gang, et al. The influence of rotation speed on gear rattle under overdrive[C]// 3rd International Conference on Advanced Engineering Materials and Technology, AEMT 2013. Advanced Materials Research. Switzerland: Trans. Tech. Publications Ltd., 2013: 753-755, 960-967.
- [10] MEHMET B. Torsional vibration model based optimization of gearbox geometric design parameters to reduce rattle noise in an automotive transmission[J]. Mechanism and Machine Theory, 2010, 45: 1583-1598.
- [11] 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, 20(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, 20(15): 1787-1790.
- [12] 史文库, 闵德垒. 三质量飞轮式扭振减振器的减振特性[J]. 噪声与振动控制, 2011, 31(6): 76-80.
- SHI Wenku, MIN Delei. Study on vibration damping characteristics of triple mass flywheel torsional damper[J]. Noise and Vibration Control, 2011, 31(6): 76-80.
- [13] CURTIS S, PEARS J, PALMER D. An analytical method to reduce gear whine noise, including validation with test data[C]//Society of Automotive Engineers. SAE Technical Papers. Warrendale, PA, USA: SAE International, 2005: 2005-01-1819.
- [14] 栾文博, 吴光强, 徐炜卿. 基于阶次跟踪的变速箱啸叫噪声分析[J]. 振动与冲击, 2013, 32(11): 95-99.
- LUAN Wenbo, WU Guangqiang, XU Weiqing. Gearbox whine noise analysis based on order tracking[J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(11): 95-99.
- [15] ERITENEL T, PARKER R G. Three-dimensional nonlinear vibration of gear pairs[J]. Journal of Sound and Vibration, 2012, 331(15): 3628-3648.
- [16] FIETKAU P, BERTSCHE B. Influence of tribological and geometrical parameters on lubrication conditions and noise of gear transmission[J]. Mechanism and Machine Theory, 2013, 69: 303-320.
- [17] 孟宪皆, 王欢, 吴光强. 汽车制动颤振的研究综述[J]. 交通公路科技, 2009, 26(2): 124-128.
- MENG Xianjie, WANG Huan, WU Guangqiang. Review of research on brake groan[J]. Journal of Highway and Transportation Research and Development, 2009, 26(2): 124-128.
- [18] FUADI Z, ADACHI K, IKEDA H. Experimental model for creep groan analysis[J]. Lubrication Science, 2009, 21(1): 27-40.
- [19] FUADI Z, MAEGAWA S, NAKANO K, et al. Map of low-frequency stick-slip of a creep groan[J]. Journal of Engineering Tribology, 2010, 224(12): 1235-1246.
- [20] KARABAY S, BAYNAL K, IGDELI C. Detecting groan sources in drum brakes of commercial vehicles by TVA-FMEA: A case study[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 59(6): 375-386.
- [21] 傅志方. 振动模态分析与参数辨识[M]. 北京: 机械工业出版社, 1990.
- FU Zhifang. Vibration modal analysis and parameter identification[M]. Beijing: China Machine Press, 1990.
- [22] 马昌凤, 林伟川. 现代数值计算方法(MATLAB 版)[M]. 北京: 科学出版社, 2008.
- MA Changfeng, LIN Weichuan. Modern numerical calculation method[M]. Beijing: Science Press, 2008.
- [23] 张义民. 机械振动[M]. 北京: 清华大学出版社, 2011.
- ZHANG Yimin. Mechanical vibration[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2011.
- [24] 刘延柱, 陈立群. 非线性振动[M]. 北京: 高等教育出版社, 2001.
- LIU Yanzhu, CHEN Liqun. Nonlinear vibration[M]. Beijing: Higher Education Press, 2001.
- [25] 刘延柱, 陈文良, 陈立群. 振动力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1998.
- LIU Yanzhu, CHEN Wenliang, CHEN Liqun. Mechanics of vibration[M]. Beijing: Higher Education Press, 1998.
- [26] 胡广书. 现代信号处理教程[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004.
- HU Guangshu. Modern signal processing tutorial[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2004.
- [27] 庞剑, 谌钢, 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.

PANG Jian, CHEN Gang, HE Hua. Automotive noise and vibration-principle and application[M]. Beijing: Beijing Institute of Technology Press, 2006.

作者简介: 吴光强,男,1965 年出生,教授,博士研究生导师,东京大学生产技术研究所客员教授。主要研究方向为汽车先进设计与仿真理论及方法。在“Vehicle System Dynamics”、“International Journal of Vehicle Design”和《机械工程学报》等国内外重要学术刊物及国际学术会议上发表论文 220 余篇,且已有 80 余篇收录入 SCI/Ei;出版《车辆静液驱动与智能控制系统》、《汽车数字化开发技术》(机械工业出版社高水平著作基金资助)等专著,出版“Ground Vehicle Dynamics”译著,主编“普通高等教育‘十一五’国家级规划教材”《汽车理论》,这些图书为美国、

日本等国的多所著名大学图书馆所馆藏;获国家发明专利 16 项、实用新型专利 4 项,获国家计算机软件著作权 21 项,负责制订国家标准 2 项、修订汽车行业标准 3 项,两次受到 SAE 的表彰,荣获霍英东教育基金会高等院校青年教师基金奖,作为第一完成人获省部级技术发明奖二等奖 1 项,省部级科技进步奖二等奖 2 项、三等奖 4 项,省部级教学成果奖二等奖 2 项,上海普通高校优秀教材奖一等奖 1 项,上海汽车工业教育基金会优秀著作二等奖 2 项,并获中国汽车工业优秀青年科技人才奖、通用汽车中国高校汽车领域创新人才奖等。此外,被评为上海市第八届曙光学者。

E-mail: wuguangqiang@tongji.edu.cn

栾文博(通信作者),男,1985 年出生,博士研究生。研究方向为汽车传动系振动噪声分析,在国内外学术刊物及会议上发表论文 7 篇,已有 4 篇 Ei 收录,获得 1 项国家计算机软件著作权。

E-mail: flashlwb_168@163.com