

DOI:10.20035/j.issn.1671-2668.2022.03.002

汽车通过减速带的残余抖动评价*

陈凡, 林澜春

(江门职业技术学院, 广东 江门 529030)

摘要: 汽车通过减速带的平顺性是驾驶性能的重要内容,其评价包括冲击强度和残余抖动,其中残余抖动评价指标的稳定性还有待进一步提升。文中通过对冲击振动能量随时间变化规律的分析,研究阻尼比和振动能量衰减时间的关系,提出基于能量衰减的残余抖动评价指标并进行仿真分析。实车试验结果表明,相比于现有方法,振动能量衰减法测量结果的稳定性更好。

关键词: 汽车;减速带;残余抖动;振动能量;平顺性

中图分类号:U461.5

文献标志码:A

文章编号:1671-2668(2022)03-0004-02

减速带是一种常见的道路安全装置。汽车通过减速带时所产生的冲击振动在降低车速的同时,也会降低汽车的驾乘舒适性。为使汽车在通过减速带时能达到驾驶体验与交通安全的平衡,对汽车通过减速带时的振动响应进行研究。汽车通过减速带时,减速带给车轮以瞬时冲击,冲击振动经过车轮和底盘衰减后传递到驾乘人员。不同规格的减速带会造成不同的冲击振动,影响汽车的过坎性能。底盘的结构设计和性能老化对振动的传递和衰减也有重要影响。汽车过坎性能是汽车舒适性评价的重要内容,包括客观评价和主观评价。客观评价指标包括冲击强度和残余抖动,冲击强度一般采用一段时间内加速度均方根值等进行评价,受车辆通过速度和悬架刚度的影响;残余抖动可采用振动衰减时间来评价,但该评价指标的稳定性有待进一步提升。杨万安等采用谱密度特征参数进行残余抖动评价,并利用神经网络建立了主、客观评价之间的关系,但未说明客观评价指标选取的理论依据,且频谱特征的影响因素较多。边姜等通过提取振动信号的包络,通过包络面积建立残余抖动指标,但包络面积会受到路面随机振动和冲击强度的影响。针对上述问题,该文提出采用信号能量衰减法评价汽车通过减速带时的残余抖动,并进行理论研究和试验验证。

1 算法介绍

考虑线性单自由度的振动系统的运动微分方程为:

$$\ddot{x} + 2\xi\omega_n\dot{x} + \omega_n x = 0 \quad (1)$$

其响应为:

$$x(t) = A e^{-\xi\omega_n t} \sin(\omega_n \sqrt{1-\xi^2} t + \varphi) \quad (2)$$

式中: ξ 为阻尼比; ω_n 为无阻尼固有频率; A 为初始幅值; t 为时间; φ 为初始相位。

定义信号在某时刻点 t_0 的短时能量为该点之后一段时间内的能量之和:

$$E(t_0) = \int_{t_0}^{t_0+T} A^2 e^{-2\xi\omega_n t} \sin^2(\omega_n \sqrt{1-\xi^2} t + \varphi) dt \quad (3)$$

令积分时长 $T=1/\omega_n$,可得:

$$E(t) \approx \frac{A^2 e^{-2\xi\omega_n t}}{4\xi\omega_n} (1 - e^{-\xi}) \quad (4)$$

可见,由于阻尼的存在,信号在各时刻点的短时能量随时间近似呈指数衰减。由于能量 $E(t)$ 是一段时间内信号平方的积分,能减少因测量产生的误差。

根据式(4),阻尼比发生变化时,短时能量也会发生显著变化。由于能量峰值受路面、车速等因素的影响较大,能量从峰值下降80%所需时间为:

$$t = \frac{\ln 5}{2\xi\omega_n} \quad (5)$$

能量的衰减时间与阻尼比成反比,可用于残余抖动评价。

2 仿真分析

根据式(2),产生一个冲击响应的振动衰减信号,令其幅值 $A=1$,无阻尼固有频率 $\omega_n=10$ Hz,阻

* 基金项目:广东省自然科学基金资助项目(2018A030313196);江门市科技局项目(2020030100340005352)

尼比 $\xi=0.4$, 初始相位 $\varphi=0$, 加入 10% 的白噪声, 生成的信号见图 1。

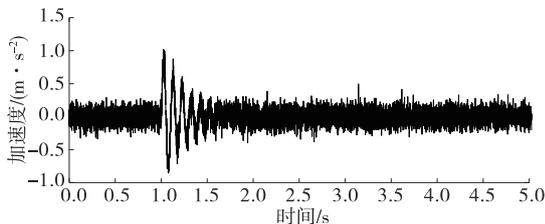


图 1 冲击响应信号仿真结果

对信号进行 5~70 Hz 带通滤波, 然后按式(4)计算信号各点的短时能量, 积分时长为 0.1 s, 结果见图 2。从图 2 可看出: 振动冲击变化显著, 峰值点之后的信号短时能量呈指数衰减, 且衰减曲线平滑, 随机噪声被显著抑制, 便于信号特征提取。

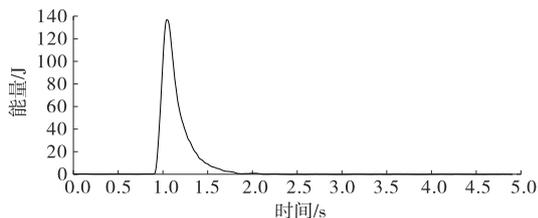


图 2 仿真信号能量随时间的变化

汽车通过减速带时的残余抖动持续时间主要由阻尼比决定。为此设置不同的阻尼比, 观察信号能量的衰减时间, 结果见图 3。从图 3 可看出: 随着阻尼比的增大, 能量衰减时间呈减少趋势, 与式(5)一致, 表明能量衰减时间能用于残余抖动评价。

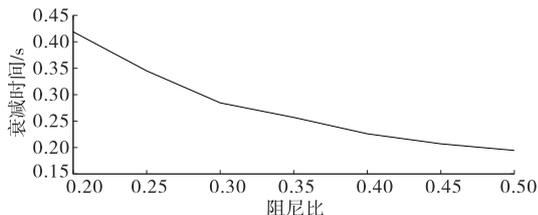


图 3 能量衰减时间与阻尼比的关系

3 试验评价

试验场地为城市道路中常见的减速带。在驾驶员座椅导轨处布置垂直加速度传感器(见图 4), 信号采样频率设置为 2 000 Hz。车辆以 20 km/h 的速度往返多次通过该减速带, 测量其振动信号, 采集结果见图 5。从图 5 可看出: 过坎冲击振动是一个大幅值的近似正弦信号, 然后迅速衰减到较低幅值, 并维持一段时间。由于车辆在路面行驶时还会产生随机振动, 部分衰减信号被淹没, 难以根据时域信号

直接评价残余抖动。



图 4 车辆通过减速带时垂直加速度的测量

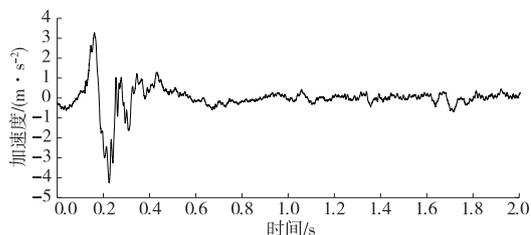


图 5 车辆通过减速带时的振动信号

对所采集的振动信号进行 5~70 Hz 带通滤波及 Human Weighting 权系数滤波, 通过功率谱查找峰值频率点, 并以此确定积分时长。如图 6 所示, 按式(3)计算所得短时能量随时间的变化曲线较平滑, 且多次试验获得的变化曲线均较接近。根据式(5), 以测量信号能量从峰值衰减到其 20% 的时间作为残余抖动评价指标。

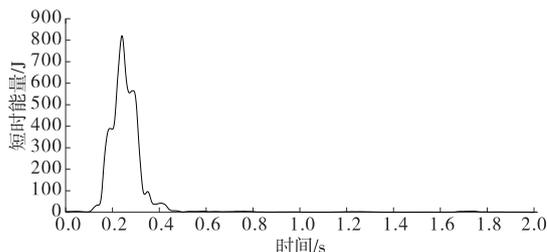


图 6 短时能量随时间的变化

将能量衰减法与包络面积法的多次测量结果进行对比, 在 16 次重复测量中, 能量衰减法的测量值基本稳定, 而包络面积法的测量结果变化较大(见图 7), 这可能是由于包络面积受冲击强度的影响较大。

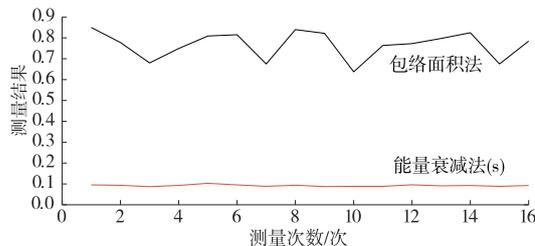


图 7 不同评价方法测量结果稳定性对比

(下转第 10 页)

5 结语

GB 38900—2020《机动车安全技术检验项目和方法》代替 GB 21861—2014、GB 18565—2016,实现了“三检合一”强制性国家标准的整合修订,明确了两轴汽车、多轴汽车和挂车 3 种不同车辆类型的报告单式样和新车注册登记安全技术检验项目、在用车安全技术检验项目,人工检验部分对部分车型增加其他技术参数的检验数据记录和评判。检验软件需根据车辆登录信息自动确定需检验的项目、采用哪种检验表式样,且对检验数据智能评判提出了更高要求,尤其是对人工检验部分的其他技术参数的检验数据评价。同时,对道路运输车辆的等级评定,检验软件也需智能评定车辆技术等级。

参考文献:

[1] 中华人民共和国公安部. 机动车运行安全技术条件: GB 7258—2017[S].北京:中国标准出版社,2017.

[2] 中华人民共和国公安部. 机动车运行安全技术检验项目和方法: GB 38900—2020[S].北京:中国标准出版社,2020.

[3] 交通运输部办公厅. 交通运输部办公厅关于优化道路运输车辆技术管理 便利开展车辆技术等级评定工作的通知: 交办运〔2020〕67号[A].北京:交通运输部办公厅,2020.

[4] 张郁森,吴明. 浅析实施 GB 38900—2020 后汽车仪器设备检验程序的升级[J]. 汽车维护与修理, 2021(1): 63—65.

[5] 张郁森,吴明. 汽车检测制动力差最大值取值方法探讨[J]. 公路与汽运, 2020(4): 9—11.

[6] 李永兵. 解读 GB 38900—2020 实施对机动车检测站的技术要求[J]. 汽车维护与修理, 2020(21): 67—73.

[7] 张郁森,吴明. 浅析实施 GB 38900—2020 后汽车仪器设备检验程序的升级[J]. 汽车维护与修理, 2021(1): 63—65.

[8] 李永兵. 浅谈机动车人工检验部分的车辆唯一性检查[J]. 汽车维护与修理, 2020(17): 69—71.

收稿日期: 2021—07—01

(上接第 5 页)

考虑到能量衰减法的测量数值较小,为进一步比较 2 种方法测量结果的稳定性,对 16 次测量值进行统计分析。由于 2 种测量方法的量纲不同,比较均值和方差没有意义,以变异系数进行比较。变异系数为标准差与平均值之比,能反映不同量纲数据的离散程度。如表 1 所示,能量衰减法的变异系数更小,说明该方法测量结果的稳定性更好。

表 1 不同评价方法测量结果的统计分析

评价方法	均方差	均值	变异系数
包络面积法	0.064 1	0.767 1	0.083 6
能量衰减法	0.004 1	0.092 25 s	0.044 5

4 结论

汽车通过减速带时产生的残余抖动可视为一个自由衰减信号,衰减过程中振动能量被减振器等迅速吸收,通过观察信号能量的变化可确定残余抖动的持续时间。对自由衰减信号进行短时能量积分,获得信号能量的变化曲线,能确定残余抖动时间。振动能量衰减法减少了信号中的随机波动,其测量结果更稳定,可用于汽车过坎残余抖动评价。

参考文献:

[1] 张群,魏朗,余强. 道路减速带对车辆平顺性和安全性

的影响[J]. 长安大学学报(自然科学版), 2008, 28(4): 95—98.

[2] 刘博,王国军,李绍锋. 障碍物形状对车辆冲击平顺性的影响[J]. 军事交通学院学报, 2019, 21(6): 86—91.

[3] 李晓雨. 某车型冲击舒适性优化的底盘调校[J]. 汽车工程师, 2016(5): 40—43.

[4] 韦利宁,宋传亮. 车辆减速带冲击二次余震的原因分析及解决办法[J]. 河南科技, 2019(23): 101—103.

[5] 陈龙,方彦腾,何家兴,等. 车辆冲击平顺性客观评价方法研究与设计优化[J]. 机电工程技术, 2018, 47(10): 109—115.

[6] 夏均忠,马宗坡,方中雁,等. 汽车平顺性评价方法综述[J]. 噪声与振动控制, 2012, 32(4): 1—5.

[7] 杨万安,王强,王峰. 车辆过坎冲击及残余抖动主客观评估关联性分析[J]. 噪声与振动控制, 2013, 33(6): 82—86.

[8] 边姜,段向雷,李贝. 基于 Hilbert 变换的车辆过坎振动衰减评价方法[J]. 汽车工程学报, 2019, 9(5): 327—331.

[9] 蔡鸿毅,黄娟. 城市客车七自由度平顺性模型仿真研究[J]. 客车技术与研究, 2021, 43(2): 1—4.

[10] 杨万安,王强,王峰. 车辆过坎冲击及残余抖动主客观评估关联性分析[J]. 噪声与振动控制, 2013, 33(6): 82—86.

收稿日期: 2021—10—03