

纯电动动力总成悬置系统隔振性能的研究

张忠东^{1,2}, 吴洪亭¹, 周后昌^{1,2}

(1. 中通客车股份有限公司, 山东 聊城 252000;

2. 山东省新能源客车安全与节能重点实验室, 山东 聊城 252000)

摘要:针对现有的隔振率计算方法不适用于纯电动客车的问题,根据传统燃油客车动力总成悬置隔振性能计算方法,提出一种可应用于纯电动客车的动力总成悬置系统隔振性能测试及计算方法,为纯电动客车悬置隔振性能评价及隔振性能差所引起的 NVH 问题的处理和优化提供技术支持。

关键词:纯电动客车; 动力总成; 悬置系统; 隔振性能

中图分类号: U463.33

文献标志码: A

文章编号: 1006-3331(2024)05-0027-04

Testing Research of Vibration Isolation Performance for Pure Electric Powertrain Suspension System

ZHANG Zhongdong^{1,2}, WU Hongting¹, ZHOU Houchang^{1,2}

(1. Zhongtong Bus Holding Co., Ltd., Liaocheng 252000, China; 2. Shandong Provincial Key Laboratory of

Safety and Energy Conservation of New Energy Buses, Liaocheng 252000, China)

Abstract: Aiming at the problem that the existing calculation methods of isolation rate do not apply to pure electric buses, a testing and calculation method for the isolation performance of the powertrain suspension system applicable to pure electric buses is proposed based on the calculation method for the suspension isolation performance of traditional fuel power buses, which provides technical support for evaluating the suspension isolation performance of pure electric buses and the treatment and optimization of NVH problems caused by poor isolation performance.

Key words: pure electric bus; powertrain; suspension system; vibration isolation performance

近年来,随着电动汽车的推广,电动汽车的 NVH 问题愈发引起人们关注^[1]。然而,纯电动汽车与传统燃油车的区别较大(纯电动汽车无怠速工况),现有的隔振率计算方法并不适用于纯电动汽车^[2-4]。本文就此问题,参考传统燃油客车动力总成悬置隔振性能的测试及数据处理方法,提出一种可应用于纯电动客车的动力总成悬置系统隔振性能的测试及数据处理方法。

1 传统方法及差异简介

1.1 传统客车的测试及数据处理方法

现有的车辆动力总成悬置系统隔振率的测试及

计算方法大多是针对传统燃油车提出的^[5-6]。由于燃油车有怠速工况,车辆在原地即可获取悬置主被动侧的振动数据并计算出隔振率;对于常用匀速工况,可通过原地踩油门提升发动机转速来完成相应的测试及计算。另外,燃油车噪声及振动成分复杂,类似白噪声,再加上原地测试中无路面等干扰激励,因此,通常测试及计算燃油车在怠速状态下各悬置在特定频段(如 1~100 Hz 或 5~200 Hz)的隔振率。

1.2 纯电动客车与传统客车的工况差异

与传统燃油客车不同,纯电动客车没有怠速工况,电机只有在车辆行驶过程中才会转动,因此电动客车动力总成悬置系统的隔振性能只能在车辆行驶

收稿日期: 2024-03-01。

第一作者: 张忠东(1991—),男,硕士;主要从事客车 NVH 研究与性能提升工作。E-mail: zzdong1105@163.com。

工况下进行测试和计算。而在行驶工况下不可避免地会受到路面激励及车身局部模态等因素的影响,导致测试数据中包含许多干扰信号。

从电机的工作原理可知,电机的振动激励一般都与电机的输出转速相关。电机的激励主要有电机转速、电机极数、槽数及其各自的倍频阶次。以常用的 6 极、72 槽电机为例,将电机转频定义为 1 阶,电机极数及槽数引起的激励分别为 6 阶及 72 阶。为简化计算并保证数据的有效性,可忽略除这些相关阶次外的其他振动数据。

2 电动客车的测试及数据处理

2.1 测试方法

参考传统的隔振性能测试方法,制定纯电动客车动力总成悬置系统隔振性能测试方法。

首先,纯电动客车与传统燃油车在测试设备、传感器安装、路面要求、车辆载荷方面基本一致。

1) 采用相同的专业数采设备及测试软件,传感器均采用相同的三向振动加速度传感器^[7-8]。

2) 传感器布置相同,分别布置于各悬置块的主被动侧支架上。

3) 试验路面要求相同,均符合 GB/T 25982—2010 中 6.4 的规定^[9]。

4) 车辆载荷的基本条件相同,整车整备质量应符合 GB/T 3730.2—1996 的规定^[10]。

5) 车辆在测试时应空载,即除驾驶员、测试人员和测试设备外,不应有其他载荷。

其次,纯电动客车与传统燃油车在测试工况和其他要求方面有所差异。

①工况差异。传统燃油车仅需测试定置怠速的工况,而纯电客车需测试车辆从驻车状态缓加速至最高车速的工况,且要求加速过程平稳,加速时间应不低于 25 s。

②测试过程差异。纯电客车测试时需同时采集驱动电机转速(传统燃油车怠速工况的发动机转速为稳定转速,一般不需要再单独采集)。

③能源差异。因纯电客车需进行行驶测试,其能源消耗比传统燃油车更大,且电量低时会出现电机限扭,因此一般要求试验前车辆 SOC 应不小于 60%。

2.2 数据处理方法

数据处理基于专业数据处理软件进行,本文以软件 Test. lab 进行说明。主要方法如下:

1) 对所采集的时域数据进行快速傅里叶变换,将振动加速度数据由时域变为频域^[11],同时对频域数据进行滤波处理,仅保留进行隔振率计算的频段数据(一般为 5~200 Hz)。

2) 计算类型采用跟随模式,如图 1 所示,跟随方式选择转速,转速范围为 0 到车辆最高车速时的电机转速,设置合理的频率分辨率(分辨率越高,则数据在频域上分得越细,数据量越大。一般设置为 1 Hz)和输出数据类型后计算,计算结果包括 waterfalls、常用阶次曲线等。

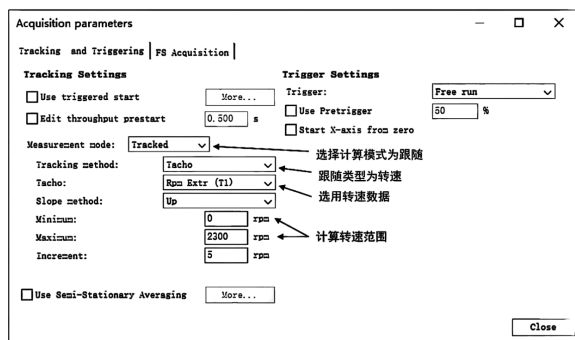


图 1 Test. lab 计算设置界面

3) 将计算得到的 waterfalls 数据放入 color map 图谱,根据电机转速确定需关注的整数激励(1、2、3、...、n)阶次。

4) 根据所确定的激励阶次(等级次序)选取主动侧和被动侧的振动加速度频域数据的阶次曲线,若需确定的阶次未在步骤 2) 中计算出,则需要重复步骤 2),并按要求计算阶次曲线。

5) 通过阶次曲线合并和三向曲线合并,得到主动侧和被动侧的振动加速度(速度)的有效值曲线。

6) 以 dB 为单位表示的隔振率计算公式为 $T = 20\lg(a_u/a_d)$,用百分比表示的隔振率计算公式为 $t = 1 - a_u/a_d$,式中 a_u 为主动侧振动加速度的有效值, a_d 为被动侧振动加速度的有效值。利用隔振率计算公式,计算得到待测纯电动客车随电机转速变化的隔振率曲线。

相比于燃油车所用的传统计算方法,上述纯电动

车悬置隔振率计算方法第1)条和第5)条中三向曲线合并所用的公式、第6)条中采用的隔振率计算公式与传统计算方法相同,而其他条均为纯电力总成悬置隔振率计算的特有内容,主要是为了去除干扰数据,提高计算结果的准确性。就计算结果而言,燃油车测试工况为稳定的定转速工况,输出结果一般以单一数据表示,而纯电动客车测试工况采用的是加速工况,输出结果以跟随动力总成转速的隔振率曲线展现。

2.3 示例说明

为便于理解,以某纯电客车的隔振率计算方法为例进行说明。已知车辆限速 100 km/h,主减速器速比为 6,轮胎滚动半径为 0.52 m,驱动电机磁极数、槽数分别为 6、72。隔振计算选取传统燃油车常用的 5~200 Hz 频段。

2.3.1 主要阶次提取

车速与电机转速关系见式(1)。

$$v = \frac{2\pi \times 60rn}{1000i} = 0.377 \frac{rn}{i} \quad (1)$$

式中: v 为车辆行驶速度; r 为轮胎滚动半径; n 为动力总成转速; i 为减速器速比。

已知车速的情况下,由式(1)可得电机转速为:

$$n = vi/0.377r \quad (2)$$

车速段范围为 0~100 km/h,代入式(2)计算可得电机转速范围约为 0~3 060 r/min。

电机转频 f 与电机转速 n 的关系式为 $f=n/60$,式中, f 的单位为 Hz, n 的单位为 r/min。因此车辆电机 1 阶激励频率段为 0~51 Hz。因隔振率计算频段为 5~200 Hz,所以低速时需考虑的阶次最高为 40 阶。随着车速(电机转速)的升高,各阶次对应的频率随之升高。本车的第 1、2、3 阶达到车速 100 km/h 时依然在计算频段内,而其他阶次都会超出 5~200 Hz 的计算频段。

为使计算更加准确,在进行阶次提取前应先对数据进行滤波处理,过滤掉 5~200 Hz 频段以外的数据。这样在隔振率计算时,即使高转速段中包含了无用的高阶次数据,也不会对整体隔振率计算造成影响。

根据车辆参数及振动被动侧的 color map 图(如图 2 所示),可确定在 5~200 Hz 频段的主要激励阶次为 1、2、3、4、6、12 阶。

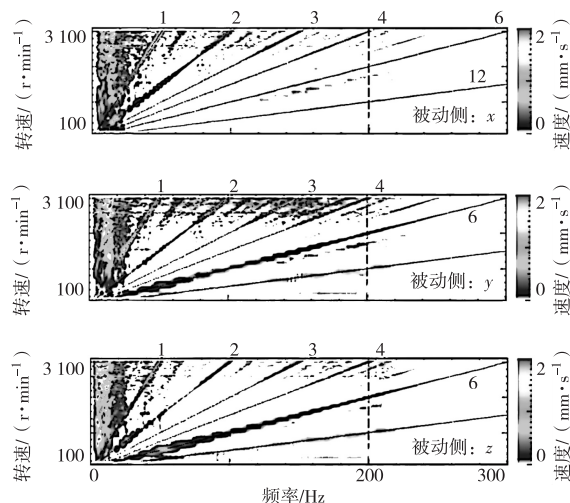


图 2 振动被动侧的 color map 图

2.3.2 曲线合并

在提取振动加速度(速度)数据各阶次曲线后,利用和方根 RSS(Root-Sum-Squares)算法将所提取的阶次曲线合并,计算公式如下:

$$a_{RSS} = \sqrt{\sum a_n^2} \quad (3)$$

式中: a_{RSS} 为加速度(速度)的 RSS 计算值; a_n 为参与曲线合并的各加速度(速度)曲线,其中 n 为需进行合并的曲线代号(在阶次合并时, n 为提取后用于计算的阶次;在 x 、 y 、 z 三向曲线合并时, n 为用于合并的 x 、 y 、 z 三个方向)。

利用式(3)分别计算主被动侧测点在 x 、 y 、 z 三个方向的各主要激励阶次总的有效值曲线,如图 3 所示。

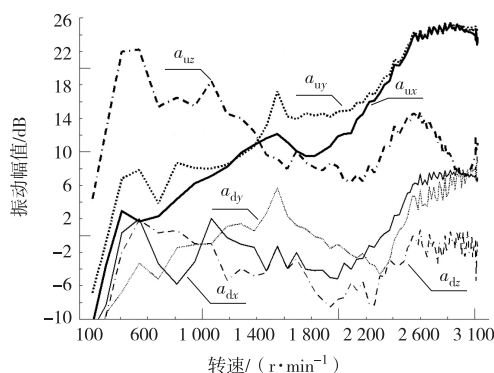
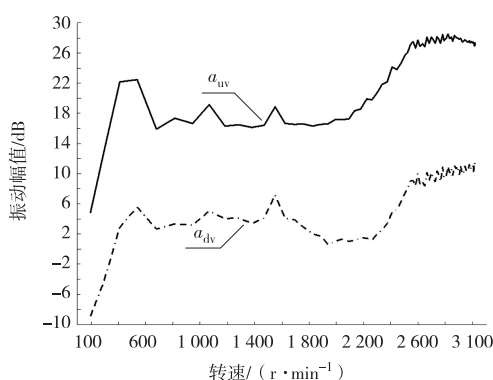


图 3 主被动侧 x 、 y 、 z 方向的阶次和

在合并各阶次曲线后,再将合并得到的 x 、 y 、 z 三个方向的阶次和 a_x 、 a_y 、 a_z 代入式(3)分别计算得出主被动侧测点三个方向的各主要激励阶次的振动(加速度或速度)总和 a_{uv} 、 a_{dv} ,如图 4 所示。

图4 合并完成的 a_{uv} 、 a_{dv} 曲线

2.3.3 隔振率计算

将计算得到的悬置主被动侧合并后的有效值 a_{uv} 、 a_{dv} 代入2.2节步骤6)的隔振率计算公式中,得到以振动加速度为基础的跟随电机转速的隔振率曲线,如图5所示。

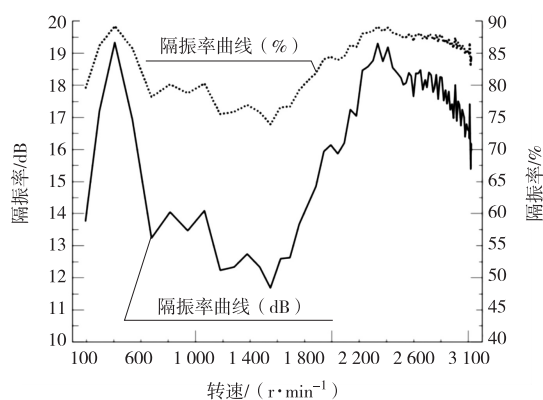


图5 测点隔振率曲线

2.4 计算准确性验证

为确定此方法的有效性,以传统燃油车怠速工况的隔振率数据为样本,采用主要激励阶次提取合并计算方法计算隔振率,并传统计算方法的结果进行对比,如图6所示。两种计算方法的结果分别为75.38%、75.23%,误差为0.15%,曲线变化趋势基本一致,说明本文采用的计算方法可用于动力总成悬置隔振性能的计算。而且与传统计算方法相比,本文采用的方法适用性更广,不仅适用于怠速等定转速的稳定工况,还适用于变转速工况,特别是可用于计算纯电动动力总成的悬置系统隔振性能,传统计算方法则无法实现。

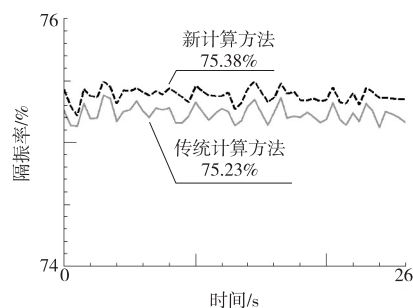


图6 隔振率计算结果对比

3 结束语

由于现有的隔振率计算方法不适用于纯电动客车,本文根据传统燃油客车动力总成悬置隔振性能计算方法,提出一种可应用于纯电动客车动力总成悬置系统隔振性能的测试及计算方法,为纯电动客车悬置隔振性能评价及隔振性能差所引起的NVH问题的处理和优化提供技术支持。

参考文献:

- [1] 吴杰臣. 基于生命周期理论的城市公交新能源客车发展研究[D]. 北京:北京交通大学,2011.
- [2] 田思明. 基于改进灰狼算法的割草机发动机悬置系统研究[D]. 镇江:江苏科技大学,2020.
- [3] 赵吉星,周立新,刘伟,等. 基于电机本体的新能源客车电磁噪声分析[J]. 电机与控制应用,2020,47(6):64-69.
- [4] 杨政. 某客车动力总成悬置系统隔振性能分析与优化研究[D]. 厦门:厦门理工学院,2016.
- [5] 罗森,张宏波. 基于整车振动性能的动力总成悬置系统设计优化[J]. 内燃机工程,2016,37(6):188-192.
- [6] 吕振华,罗捷,范让林. 汽车动力总成悬置系统隔振设计分析方法[J]. 中国机械工程,2003,14(3):265-269.
- [7] 张忠东,王珂,刘鑫明. 客车外后视镜振动研究与改进[J]. 客车技术与研究,2022,44(6):38-40.
- [8] 谭祥军. 从这里学NVH:旋转机械NVH分析与TPA分析[M]. 北京:机械工业出版社,2021:5-16.
- [9] 中华人民共和国国家发展和改革委员会. 客车内噪声限值及测量方法:GB/T 25982—2010[S]. 北京:中国标准出版社,2011:4.
- [10] 全国汽车标准化技术委员会. 道路车辆质量词汇和代码:GB/T 3730.2—1996[S]. 北京:中国标准出版社,1996:12.
- [11] 吉向东. 汽车动力总成液压悬置系统的隔振性能研究[D]. 镇江:江苏大学,2005.