

基于路面等级匹配的重卡包装物运输激励研究

陈宁, 张功学, 王德雨
(陕西科技大学, 西安 710021)

摘要: **目的** 利用传感器搭配数据采集卡收集路面不平频谱, 将路面信息匹配标准路面等级以及车辆行驶速度。**方法** 通过 Matlab 将标准 PSD 与随机激励匹配路面等级, 同时建立 1/2 四轴重卡动力学模型, 并用能量法建立动力学方程。将收集的路面不平频谱对应到相应的路面等级, 再结合车辆速度的设定, 最后求解得到车辆受激励后轮胎的动载位移频谱, 分析得出被运输包装物的半挂车平板动载位移。**结果** 重卡运输前轴轮胎在 A 级路面以 60 km/h 的车速经过该路面的动载位移量在 0.8 和 9.8 s 时达到峰值, 且路面响应位移不超过 6 cm。**结论** 求得被运输包装物的所受激励频谱, 为被包装物的运输振动安全性研究提供支撑, 可结合具体被运输包装物的脆值理论, 提供被运输物品发生运输损坏的数值仿真。

关键词: 四轴重卡; 动力学模型; 路面激励; 包装物

中图分类号: TB487; TB485.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2018)07-0039-06

DOI: 10.19554/j.cnki.1001-3563.2018.07.008

Transportation Excitation of Heavy Truck Package Based on Road Level Matching

CHEN Ning, ZHANG Gong-xue, WANG De-yu
(Shaanxi University of Science & Technology, Xi'an 710021, China)

ABSTRACT: The work aims to collect the uneven spectrum of the road surface by the sensor in collaboration with the data acquisition card, and match the road surface information with the standard road level and the vehicle running speed. The standard PSD and random excitation were used to match the road level through Matlab. The dynamic model of 1/2 four axle heavy truck was established, and the kinetic equation was established by energy method. The dynamic load displacement spectrum of the excited tire was finally obtained by matching the collected uneven spectrum of road surface with the corresponding road level and then combined with the vehicle speed setting, and then the dynamic load displacement of the semi-trailer plate of the transported packaged articles was obtained through analysis. For the front transportation axle tire of the heavy truck running on the class A pavement at a speed of 60 km/h and passing by such uneven spectrum of road surface, the dynamic load displacement reached its peak respectively at 0.8 and 9.8 s, and the pavement response displacement should not exceed 6 cm. The excited spectrum of the transported packaged articles is obtained, which can provide support for the safety research of the transportation vibration of the packaged articles. Combined with the fragility theory of a specific transported packaged article, the numerical simulation of the transported articles subject to damage in transit is provided.

KEY WORDS: four axle heavy truck; dynamic model; pavement excitation; packaging article

交通运输业中公路运输得到长期发展, 其中重型汽车半挂车列车运输已成为大宗物品路上运输的主要方式。在运输过程中存在路面不平而引发重卡系统

发生整体的振动与来自路面的冲击, 如果整个系统长期处于这种状态, 轻则会损坏被运输货物和影响车辆的使用寿命, 重则会发生共振, 因此对整个重卡系统

收稿日期: 2017-09-10

基金项目: 国家科技重大专项 (2009ZX04001-014); 陕西省科技厅自然科学基金基础研究计划 (2014JM7264)

作者简介: 陈宁 (1995—), 男, 陕西科技大学硕士生, 主攻机械系统动力学、车辆工程等。

通信作者: 张功学 (1964—), 男, 陕西科技大学教授, 主要研究方向为机械系统动力学、机械可靠性。

的动力学模型研究十分必要。针对上述问题,这里主要以某四轴重型汽车半挂车列车为研究对象,建立相应的整车动力学模型,并随后将其空间三维模型通过一般条件约束转化为平面动力学模型,以便于求解,若深究细化三维模型,可沿其二维模型方法推算。模型中的具体参数说明及数值参考文献[1]。

针对该类课题,众多国内外学者^[2-8]对其展开了研究。Cole^[10]和 Vaduri^[11]等对于二轴牵引半挂车开展了相关动力学方面的研究,并通过假设不同的研究对象,针对不同的自由度建立动力学方程。二轴牵引半挂车相对于其他多轴牵引半挂重卡结构较为简单,不涉及超静定问题,运用不同静力学手段就可以进行求解。Velmurugan^[12]和李杰^[13]等对于多轴整车及牵引半挂车开展了相关动力学研究,并取得了相应的成果。关于现在的研究主要是对于 1/4 或者 1/2 车体展开的研究,而对于整车建立动力学模型后,结合相关实测路段的激励,并加以相应标准路面归纳进行求解的相关研究较少,这里针对四轴重型汽车半挂车列车为多轴重卡样本展开相关研究。

1 整车系统的空间动力学模型

四轴重卡半挂列车的参数化动力学模型由各部分车体和零部件组成,在参数化简化的过程中,主要根据整车模型以具有缓冲作用的振动特性部件为对象,并将其转化为具体的动力学简易模型。四轴重卡半挂列车主体部分由两轴牵引车、两轴半挂车和驾驶室组合而成,其中鞍座将两轴牵引车和两轴半挂车连接起来,驾驶室悬架将两轴牵引车和驾驶室连接起来。整车具体包括驾驶室 1 个、正副驾驶室人员 2 名、座椅 2 个、驾驶室悬架 4 副、车架 1 个、前轴 1 根、前排非独立悬架 1 副、后轴 1 根、后排非独立悬架 1 副、前后轴轮胎 2 对、两轴半挂车架 1 个、车轴 3 根、非独立悬架 2 副和挂车轮胎 2 对。具体模型见图 1,其中的数值表示节点。

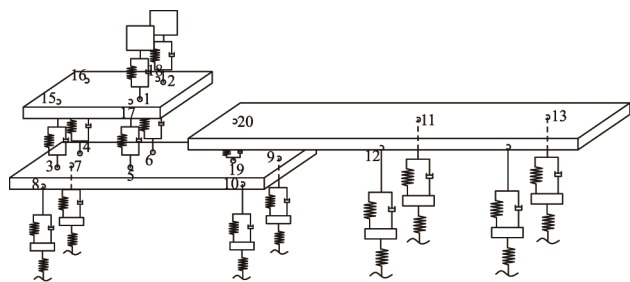


图 1 四轴重卡半挂列车模型
Fig.1 Model of four axle semi-trailer train

根据车辆在不同的路况下运行的状态不同,简化车辆不必要的部分后,关于四轴重卡半挂列车做如下假设:列车在运行过程中基于车辆在平衡位置做微小

的振幅运动,且排除变速运动;模型中所有的人体、车架、两轴半挂车架、驾驶室均假设为刚体,不考虑其弹性刚度和阻尼性质,其中座椅关于车体纵向中轴面对称;模型中所有的座椅、所有的悬架和鞍座均简化为无质量的弹簧和阻尼器,且弹簧和阻尼器相并联,其中所有悬架关于车体纵向中轴面对称;模型中所有的轮胎与路面的接触均为点接触,源于路面的激励作用于轮胎接触点且方向指向轮胎圆心;模型中所有轮胎简化为无质量的弹簧;模型中所有简化后的弹簧满足胡克定律中弹力和弹簧伸缩位移呈线性的要求;模型中将人员和座椅简化为统一的刚体,不单独区分;模型中简化后的阻尼器满足阻尼力由速度的变化而呈现线性改变。

对于空间整车模型而言,多数四轴重卡半挂列车基本满足车体关于纵向的轴对称面呈对称的特性,重型汽车的测试通常在相对平坦的路面上进行模拟激励仿真,在空间整车结构模型的基础上进一步增加如下的限定性说明,从而转换为平面动力学模型,具体模型见图 2。

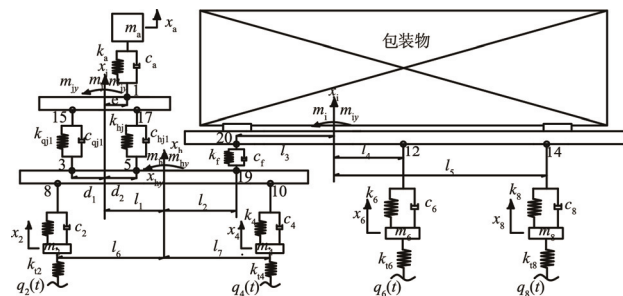


图 2 四轴重卡半挂列车的平面动力学模型
Fig.2 Planar dynamic model of four axle semi-trailer train

1) 研究对象关于中心轴对称面对称,不考虑前置发动机等零部件的不均匀位置而导致牵引车的质量不均,故而忽略驾驶室质心到悬架节点 3, 4, 5, 6 的相对距离,即 $d_1=d_2$ 和 $d_3=d_4$ 。

2) 由于重型汽车通常为非独立悬架以及常用测试路面相对平坦,故而忽略同轴间车轮收到的激励振动的相干性,忽略空间范围轴向的受力状态,即忽略 x 轴向的影响以及其他振动。

3) 设定人员 a 和座椅 a 的质量等同于人员 b 和座椅 b 的质量,同时座椅 a 和座椅 b 的弹性刚度和阻尼系数相同。

针对四轴重卡半挂列车的平面动力学模型进行的参数说明: m_a 为人员 a 和座椅 a 的质量 (kg); m_j 为驾驶室的质量 (kg); m_{jy} 为驾驶室绕其质心的俯仰转动惯量 ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$); m_h 为牵引车架质量 (kg); m_{hy} 为牵引车绕其质心的俯仰转动惯量 ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$); m_i 为半挂车的质量 (kg); m_{iy} 为半挂车绕其质心的俯仰转动惯量 ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$); m_2, m_4 为牵引车前轴、后轴的非簧载

质量 (kg); m_6, m_8 为半挂车前轴、后轴的非簧载质量 (kg); c_a 为座椅 a 的垂直阻尼系数 (N·s/m); c_{qj1} , c_{hj1} 为牵引车和驾驶室间前、后悬置垂直阻尼系数 (N·s/m); c_f 为鞍座的垂直阻尼系数 (N·s/m); c_2 , c_4 为牵引车前轴、后轴的垂直阻尼系数 (N·s/m); c_6 , c_8 为半挂车前轴、后轴的垂直阻尼系数 (N·s/m); k_a 为座椅 a 的垂直刚度系数 (N/m); k_{qj1} , k_{hj1} 为牵引车和驾驶室间前、后悬置垂直刚度系数 (N/m); k_2 , k_4 为牵引车前轴、后轴的垂直刚度系数 (N/m); k_6 , k_8 为半挂车前轴、后轴的垂直刚度系数 (N/m); k_f 为鞍座的刚度系数 (N/m); e 为座椅到驾驶室质心的纵向距离 (m); d 为同轴悬架间的距离 (m); d_1 , d_2 为驾驶室质心到悬置节点 3 (4) 和 5 (6) 的距离 (m); l_1 为驾驶室质心到牵引车架质心间的距离 (m); l_2 为牵引车架质心到鞍座质心的距离 (m); l_3 为鞍座质心到半挂车车架质心的距离 (m); l_4 , l_5 为半挂车车架质心到半挂车前、后轴质心的距离 (m); l_6 , l_7 为牵引车架质心到牵引车前、后轴质心的距离 (m); x_a 为人员 a 和座椅 a 的垂直位移 (m); x_j 为驾驶室的垂直位移 (m); x_{jy} 为驾驶室绕其质心处的纵向角位移 (rad); x_h 为牵引车车架质心处的垂直位移 (m); x_{hy} 为牵引车车架绕其质心处的纵向角位移 (rad); x_i 为半挂车车架质心处的垂直位移 (m); x_{iy} 为半挂车车架绕其质心处的纵向角位移 (rad); x_2 , x_4 为牵引车前、后轴两端非簧载质量的垂直位移 (m); x_6 , x_8 为半挂车前、后轴两端非簧载质量的垂直位移 (m); q_2 , q_4 为牵引车前、后轴两端所受位移激励 (m); q_6 , q_8 为半挂车前、后轴两端所受位移激励 (m); k_t 为轮胎的垂直刚度系数 (N/m)。

以动力学模型以及选择能量法为研究手段, 二维整车模型动力学中主要包括 3 种能量, 分别为动能、势能和耗散能, 以下围绕这 3 部分列出如下的四轴重卡半挂列车动力学公式。整车的动能 T 为:

$$T = \frac{1}{2} m_a \dot{x}_a^2 + \frac{1}{2} m_j \dot{x}_j^2 + \frac{1}{2} m_{jy} \dot{x}_{jy}^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{x}_2^2 + \frac{1}{2} m_4 \dot{x}_4^2 + \frac{1}{2} m_i \dot{x}_i^2 + \frac{1}{2} m_{iy} \dot{x}_{iy}^2 + \frac{1}{2} m_6 \dot{x}_6^2 + \frac{1}{2} m_8 \dot{x}_8^2 + \frac{1}{2} m_h \dot{x}_h^2 + \frac{1}{2} m_{hy} \dot{x}_{hy}^2 \quad (1)$$

整车的耗散能 D 为:

$$D = \frac{1}{2} c_a (\dot{x}_a - \dot{x}_j - e \dot{x}_{jy})^2 + \frac{1}{2} c_{qj1} [\dot{x}_j - d_1 \dot{x}_{jy} - \dot{x}_h + \dot{x}_{hy} (l_1 + d_1)]^2 + \frac{1}{2} c_{hj1} [\dot{x}_j + d_2 \dot{x}_{jy} - \dot{x}_h + \dot{x}_{hy} (l_1 - d_2)]^2 + \frac{1}{2} c_2 (\dot{x}_h - l_6 \dot{x}_{hy} - \dot{x}_2)^2 + \frac{1}{2} c_4 (\dot{x}_h + l_7 \dot{x}_{hy} - \dot{x}_4)^2 + \frac{1}{2} c_f (\dot{x}_i - l_3 \dot{x}_{iy} - \dot{x}_h - l_2 \dot{x}_{hy})^2 + \frac{1}{2} c_6 (\dot{x}_i + l_4 \dot{x}_{iy} - \dot{x}_6)^2 + \frac{1}{2} c_8 (\dot{x}_i + l_5 \dot{x}_{iy} - \dot{x}_8)^2 \quad (2)$$

整车的势能 V 为:

$$V = \frac{1}{2} k_a (x_a - x_j - e x_{jy})^2 + \frac{1}{2} k_{qj1} [x_j - d_1 x_{jy} - x_h + (l_1 + d_1) x_{hy}]^2 + \frac{1}{2} k_{hj1} [x_j + d_2 x_{jy} - x_h + (l_1 - d_2) x_{hy}]^2 + \frac{1}{2} k_2 (x_h - l_6 x_{hy} - x_2)^2 + \frac{1}{2} k_4 (x_h + l_7 x_{hy} - x_4)^2 + \frac{1}{2} k_{t2} (x_2 - q_2)^2 + \frac{1}{2} k_{t4} (x_4 - q_4)^2 + \frac{1}{2} k_f (x_i - l_3 x_{iy} - x_h - l_2 x_{hy})^2 + \frac{1}{2} k_6 (x_i + l_4 x_{iy} - x_6)^2 + \frac{1}{2} k_8 (x_i + l_5 x_{iy} - x_8)^2 + \frac{1}{2} k_{t6} (x_6 - q_6)^2 + \frac{1}{2} k_{t8} (x_8 - q_8)^2 \quad (3)$$

四轴重卡半挂列车模型适应于在微小平面内的振动而忽略其同轴的影响。因为市场上绝大多数重卡列车都属于非独立悬架, 故而这种简化过程也满足具体的实践生产情况。简化三维动力学模型为二维模型可很好地排除在微小振动发生时对车辆振动模型影响不大的变量, 减少因车辆对称性产生的重复变量等非主要因素, 从而简化公式, 加快设计效率, 有利于求解。对式 (1—3) 进行求导, 整理为经典动力学表达式:

$$m \{ \ddot{x} \} + c \{ \dot{x} \} + k \{ x \} = k_q \{ q \} \quad (4)$$

式中: m 为质量矩阵; c 为阻尼矩阵; k 为刚度矩阵; k_q 为路面激励矩阵。

2 路面不平度等级匹配

ISO/TC108/SC2N67 和 GB 7031—1986《车辆振动输入路面平度表示方法标准》都明确地建议通过使用路面功率谱密度来描述路面不平度, 其具体的表达式为:

$$G_q(n) = G_q(n_0) \left(\frac{n}{n_0} \right)^{-W} \quad (5)$$

式中: n 为空间频率; $n_0=0.1 \text{ m}^{-1}$; $G_q(n)$ 为路面空间功率谱密度; $G_q(n_0)$ 为路面不平度系数; W 为频率指数。

$$G_q(f) = \frac{G_q(n)}{u} = \frac{G_q(n_0) u n_0^W}{f^W} \quad (6)$$

式中: $G_q(f)$ 为路面时间功率谱密度; u 为车辆速度; f 为时间频率, $f=nu$ 。

$$\sigma_q = \sqrt{\frac{\int_0^{t_a} x^2(t) dt}{t_a}} \quad (7)$$

式中: σ_q 为均方根; t_a 为运行总时间。

在 ISO/TC108/SC2N67 和 GB 7031—1986 中, 将路面的不平度进行了 8 个等级的划分, 其划分原理为路面空间功率谱密度, 并给出了与各路面相应的均方根大小的值。具体等级分类见表 1, 其中空间频率单位范围为 $0.0111 \text{ m}^{-1} < n < 2.831 \text{ m}^{-1}$ 。通过式 (5) 可知, 当 n 趋近于 0 时, $G_q(n_0)$ 则趋近于无穷小, 根据现实

情况这是不可能出现的,因此需要对 n 的取值进行相应的范围限制。根据文献[14]引入空间截止频率 n_q ,从而可将式(5—6)转化为:

$$G_q(n) = G_q(n_0) \frac{1}{n^2 + n_q^2} \quad (8)$$

$$G_q(f) = \frac{G_q(n_0) u n_0^2}{f_q^2 + f^2} \quad (9)$$

表 1 路面等级分类
Tab.1 Road level classification

等级	$G_q(n_0)(\times 10^{-6})/\text{m}^2$	$n(\times 10^{-3})/\text{m}^{-1}$
A	16	3.81
B	64	7.61
C	256	15.23
D	1024	30.45
E	4096	60.90
F	16 384	121.80
G	65 536	243.61
H	262 144	487.22

通过文献[15]可知,当 $n_q=0.0001 \text{ m}^{-1}$ 时,其路面不平度的空间功率谱密度与标准形式的均方根基本吻合。

通过相关的研究标准,选取适当的路面等级以及不同的车速对整车的仿真十分重要。因为白噪声与很多因素相关,根据常规限定常用变量,改变主要变量的研究方法,通过 Matlab 对 8 个等级的路面以及从 10~60 km/h 进行白噪声的路面不平度与时间的一系列仿真,在仿真前,根据某实测路面不平度对于非主要因素进行限定,具体某段实测路面频谱见图 3。

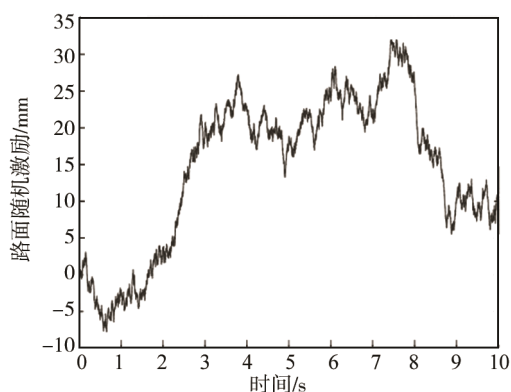


图 3 某段实测路面频谱

Fig.3 Spectrum of some section of measured road surface

以 A 级路面为假设路段,在不同速度下,其 PSD 路面激励与标准频域的关系:通过 Base-PSD 基频在频域和时域下进行对比,同理可以匹配任意随意激励在表 1 中对应的 8 个路面等级,但是这种路面等级的匹配并非唯一,还与车辆的具体行驶速度相关。基于速度可变,可匹配相应的路面等级,同理基于速度固

定,路面等级变化程度也会作为一个变量去改变 Base-PSD 的匹配程度。进行相应的路面不平度的匹配,从而选择一种合适的工况等级,基频同路面激励的关系见图 4—7。

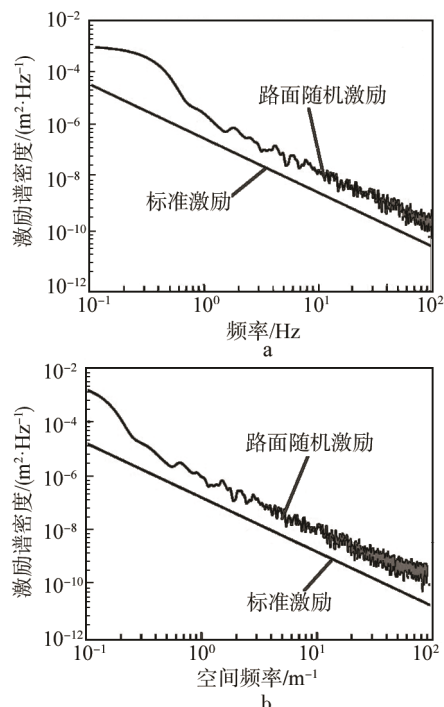


图 4 A 级路面 10 km/h 基频同路面激励的关系

Fig.4 Relationship between the base frequency (10 km/h) on class A road surface with the pavement excitation

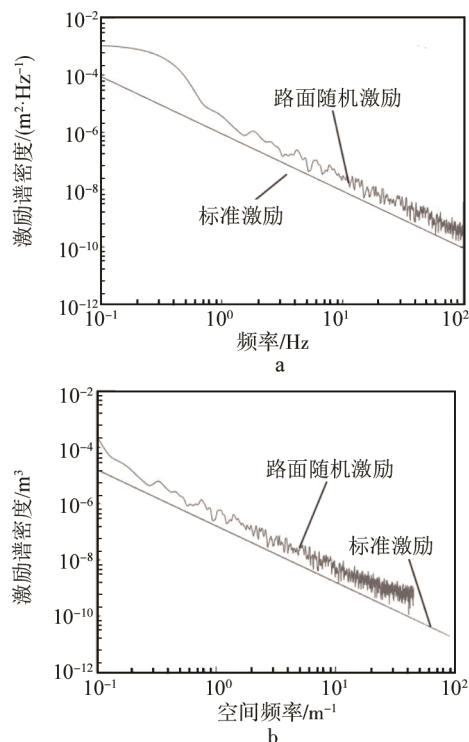


图 5 A 级路面 20 km/h 基频同路面激励的关系

Fig.5 Relationship between the base frequency (20 km/h) on class A road surface with the pavement excitation

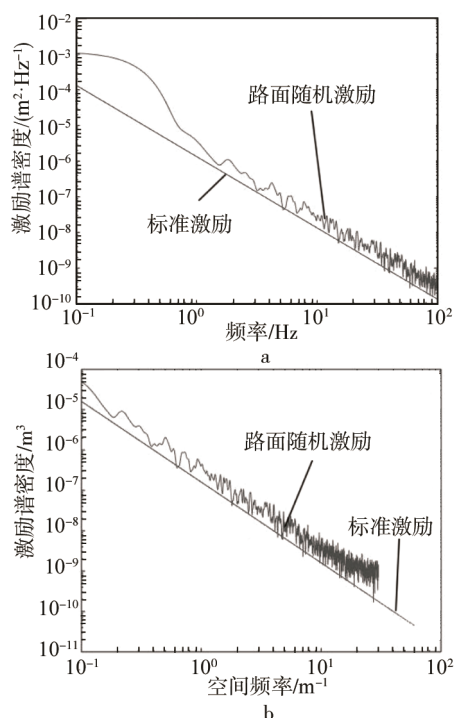


图 6 A 级路面 30 km/h 基频同路面激励的关系

Fig.6 Relationship between the base frequency (30 km/h) on class A road surface with the pavement excitation

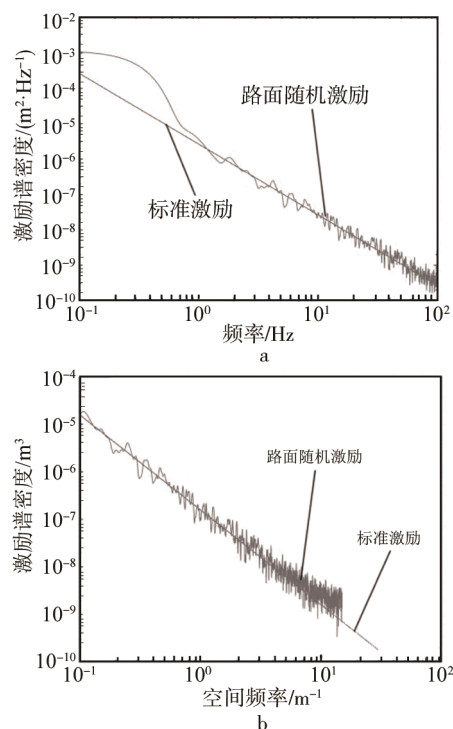


图 7 A 级路面 60 km/h 基频同路面激励的关系

Fig.7 Relationship between the base frequency (60 km/h) on class A road surface with the pavement excitation

3 重卡与路面不平度的动载位移

通过在 A 等级路面的仿真模拟, 可得出该四轴重卡半挂车列车的运输状态可以等效为在 A 级路面

上以 60 km/h 匀速行驶。某重卡牵引车前轴轮胎的动载位移频谱见图 8, 可知该四轴重型汽车半挂车列车前轴轮胎在 A 级路面以 60 km/h 的车速经过该路面不平频谱的动载位移量, 且在 0.8 和 9.8 s 时达到峰值。与被运输的包装物的固有频率进行对比, 可等到相应的共振区间。

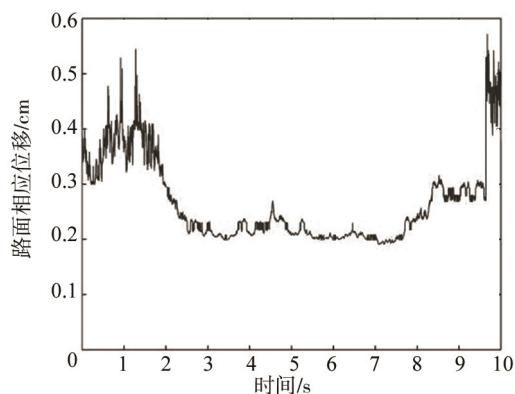


图 8 某重卡牵引车前轴轮胎的动载位移频谱

Fig.8 Dynamic load displacement spectrum of front axle tire of a heavy truck tractor

4 结语

利用传感器搭配数据采集卡收集路面不平频谱, 将路面信息匹配标准路面等级以及车辆行驶速度。通过 Matlab 将标准 PSD 与随机激励匹配路面等级, 同时建立 1/2 四轴重卡动力学模型, 并用能量法建立动力学方程。通过匹配合适的路面等级和车辆速度的设定, 求解得到车辆所受激励轮胎的动载位移频谱。该方法为后续求取整车的平顺性研究奠定基础, 结合具体的被运输包装物的固有频率频谱, 以防发生共振现象而损坏物品。

参考文献:

- [1] 刘献栋, 吕海波, 张红卫, 等. 半挂车列车结构参数及模型处理方式对平顺性的影响[J]. 重庆交通大学学报(自然科学版), 2015(5): 139—144.
LIU Xian-dong, LYU Hai-bo, ZHANG Hong-wei, et al. Influence of Semi Trailer Train Structure Parameters and Model Treatment Methods on Ride Comfort[J]. Journal of Chongqing Jiaotong University (Natural Science Edition), 2015(5): 139—144.
- [2] 汪景倩. 重型汽车随机振动仿真研究[D]. 锦州: 辽宁工业大学, 2013.
WANG Jing-qian. Simulation Study on Random Vibration of Heavy Vehicles[D]. Jinzhou: Liaoning University of Technology, 2013.
- [3] 汪斌. 道路模拟试验台路面不平度再现方法研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2010.

- WANG Bin. Study on Road Roughness Reconstruction Method on Road Simulation Test Platform[D]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2010.
- [4] 强宝民, 王江波. 货物在公路运输中减振性能的综合评价模型[J]. 包装工程, 2017, 38(13): 72—77.
- QIANG Bao-min, WANG Jiang-bo. A Comprehensive Evaluation Model for Vibration Reduction Performance of Goods in Road Transportation[J]. Packaging Engineering, 2017, 38(13): 72—77.
- [5] 吴碧磊. 重型汽车动力学性能仿真研究与优化设计[D]. 长春: 吉林大学, 2008.
- WU Bi-lei. Simulation and Optimization Design of Dynamic Performance of Heavy Duty Vehicle[D]. Changchun: Jilin University, 2008.
- [6] 唐光武, 贺学锋, 颜永福. 路面不平度的数学模型及计算机模拟研究[J]. 中国公路学报, 2000(1): 117—120.
- TANG Guang-wu, HE Xue-feng, YAN Yong-fu. Study on Mathematical Model and Computer Simulation of Road Roughness[J]. Journal of China Highway, 2000 (1): 117—120.
- [7] 王文竹. 三轴重型汽车行驶平顺性理论分析建模与仿真方法的新探索及应用[D]. 长春: 吉林大学, 2016.
- WANG Wen-zhu. Three Axle Heavy Vehicle Science and New Exploration and Application[D]. Changchun: Jilin University, 2016.
- [8] 张功学, 叶东. 十一自由度汽车动力学模型及舒适性仿真[J]. 机械设计与制造, 2017(1): 43—46.
- ZHANG Gong-xue, YE Dong. Eleven Degree of Freedom Vehicle Dynamics Model and Comfort Simulation[J]. Mechanical Design and Manufacture, 2017(1): 43—46.
- [9] 张继红. 包装机械的创新设计必须面向机电一体化技术[J]. 包装工程, 2004, 25(4): 112—113.
- ZHANG Ji-hong. The Creative Design of Packing Machine Must Face to the Machatronics Technology [J]. Packaging Engineering, 2004, 25(4): 112—113.
- [10] COLE D J, CEBON D. Validation of an Articulated Vehicle Simulation[J]. Vehicle System Dynamics, 1992, 21(1): 197—223.
- [11] VADURI S S V. Development of a Simulation for Preliminary Assessment of Ride[D]. Carolina: Clemson University, 1994.
- [12] VELMURUGAN P, SANKARANARAYANASAMY K, KUMARASWAMIDHAS L A, et al. Ride Comfort Analysis of Unsuspended Cabin Tractor Semi-trailer[J]. International Journal of Vehicle Structures & Systems, 2014, 6(4): 104—109.
- [13] 李杰, 秦玉英, 赵旗. 汽车随机振动的建模与仿真[J]. 吉林大学学报(工学版), 2010, 40(2): 316—319.
- LI Jie, QIN Yu-ying, ZHAO Qi. Modeling and Simulation of Vehicle Random Vibration[J]. Journal of Jilin University (Engineering Science), 2010, 40(2): 316—319.
- [14] 赵旗, 王维, 李杰, 等. 基于滤波白噪声的汽车平顺性时域建模和仿真[J]. 科学技术与工程, 2016, 16(27): 283—287.
- ZHAO Qi, WANG Wei, LI Jie, et al. The Filtered White Noise of Automobile Ride Time Domain Modeling and Simulation[J]. Science Technology and Engineering, 2016, 16(27): 283—287.
- [15] 李雪. 装有平衡悬架的半挂汽车列车平顺性仿真与分析[D]. 长春: 吉林大学, 2015.
- LI Xue. Simulation and Analysis of Ride Comfort of Semi Trailer Train Equipped with Balanced Suspension[D]. Changchun: Jilin University, 2015.