

DOI:10.14048/j.issn.1671-2579.2023.04.011

# 考虑车辆悬架的加速度与国际平整度指数的理论关系研究

吕文江<sup>1</sup>,张震<sup>2\*</sup>

(1.陕西交通控股集团有限公司,陕西 西安 710075; 2.长安大学 公路学院,陕西 西安 710064)

**摘要:**国际平整度指数( $I_{IRI}$ )已成为表征道路路面平整度的最广泛使用指标之一,然而目前在利用车辆竖向加速度数据计算 $I_{IRI}$ 等方面的研究仍然存在一些问题,如:未充分考虑车辆悬架参数对测试结果的影响;所建立车辆加速度与 $I_{IRI}$ 之间的回归分析方程适用性低。该文研究了一种考虑试验车辆悬架参数的路面平整度指标 $I_{IRI}$ 的确定方法,通过实际试验路测试发现,计算结果与道路多功能检测车的测试结果间相对误差为10%左右,验证了研究方法的可靠性。

**关键词:**道路工程;路面平整度;国际平整度指数( $I_{IRI}$ );车辆悬架参数

中图分类号:U416.2

文献标志码:A

## 0 引言

路面平整度被定义为道路表面相较于理想平面的竖向偏差,是影响路面行驶质量的关键因素,也是道路交工验收和运营养护控制的关键性指标<sup>[1-2]</sup>。另外,路面平整度作为车辆系统的激励输入,在车辆行

驶过程中引起振动,影响车辆的平顺性、操纵稳定性、燃油经济性、运输效率以及造成车辆部件的磨损和疲劳损伤。因此,准确和精确的测量与表征是道路平整度必不可少的<sup>[3-4]</sup>。

一般来说,表征路面平整度的指标分为两类:断面轮廓类指标和振动响应类指标。断面轮廓类指标如功率密度谱(PSD)<sup>[5]</sup>、道路高程均方根( $E_{RMSE}$ )<sup>[6]</sup>、

- diffusion and polarization characteristics of ice accreting in dynamic conditions using a backscattering fibre optic technique[J]. *Sensors and Actuators A: Physical*, 2007, 140(1):43-50.
- [16] 李薇,侯睿,程立.基于忆阻桥效应的光纤式双光路结冰探测方法[J]. *传感技术学报*, 2017, 30(2):206-210.
- [17] 邹建红.斜端面光纤式飞机结冰冰型检测技术研究[D]. 武汉:华中科技大学, 2013.
- [18] 但汉成,刘扬,凌桂香,等.光纤式结冰传感器探测沥青路面结冰过程[J]. *公路交通科技*, 2014, 31(4):7-15
- [19] 谭舒亚.路面结冰检测技术的研究[D]. 武汉:华中科技大学, 2015.
- [20] TODOROKI S I. Silica glass optical fiber and fiber fuse[M]. *Fiber Fuse*. Tokyo:Springer, 2014: 1-16.
- [21] 贾涛.基于多模光纤的ROF技术研究[D]. 杭州:浙江大学, 2006.
- [22] 王建鸣.朗伯-比耳定律的物理意义及其计算方法的探讨[J]. *高等函授学报(自然科学版)*, 2000, 13(3):32-33.
- [23] 夏均忠,刘远宏,冷永刚,等.微弱信号检测方法的现状分析[J]. *噪声与振动控制*, 2011, 31(3):156-161.
- [24] 曾令峰.一种新型低成本稳定调制光源的设计与实现[J]. *光电子技术*, 2015, 35(1):34-38.
- [25] 常新龙,李明,王渭平,等.埋入式聚合物光纤传感器应变传递影响参数分析[J]. *激光与红外*, 2010, 40(5):515-519.
- [26] 何伟,徐先东,姜德生.聚合物封装的高灵敏度光纤光栅温度传感器及其低温特性[J]. *光学学报*, 2004, 24(10):1316-1319.

收稿日期:2023-07-13(修改稿)

基金项目:陕西省交通科技项目(编号:2018-9,2023-67,2023-67)

作者简介:吕文江,男,博士,高级工程师.E-mail:1020927009@qq.com

\*通信作者:张震,男,博士研究生.E-mail:zhangzh\_nwchd@163.com

加权纵断面(WLP)<sup>[7]</sup>以及各种类型的竖向偏差,在各国均有广泛应用。振动响应类指标,包括行驶质量指数( $I_{QRI}$ )、国际平整度指数( $I_{IRI}$ )和断面指数( $I_{PI}$ )<sup>[5]</sup>,通常可以方便和高效地获取,因而应用范围更广。在众多平整度指标中, $I_{IRI}$ 因其可转换性、相关性、稳定性和有效性而成为世界上应用最为普遍的平整度评价指标。目前,已经在道路验收、道路管理、路面平整度评价、 $I_{IRI}$ 预测模型等方面得到了广泛的应用。近年来, $I_{IRI}$ 已扩展到汽车领域, $I_{IRI}$ 与汽车振动响应以及平顺性的相关性成为研究热点。根据乘客乘坐舒适度或不舒适度限值,研究了相应的路面平整度和车速限值,为路面养护和运输管理提供了有益的指导<sup>[8-9]</sup>。

Sayers等<sup>[10-11]</sup>研究了基于状态空间的计算程序以及Fortran和Basic程序代码,为 $I_{IRI}$ 的计算和应用奠定了理论基础;Buttlar等<sup>[12]</sup>利用固定传感器装置采集车辆加速度数据,并将其以ASC II文本格式存储。借助Matlab将所获取的行车加速度数据二重积分计算路表纵断面轮廓,从而确定路面平整度指标。通过对比发现,传感器采集数据的频率越高,计算得到的路面轮廓值越精确<sup>[12-15]</sup>;Kang等<sup>[16]</sup>利用安装在车身的线性位移转换器和加速度计收集车辆悬架的竖向加速度,通过离散卡尔曼滤波法(DKF)过滤离散的原始加速度数据中存在的车辆振动噪声,并实现系统加速度数据最优估计,最后利用二重积分计算出车身悬架位移和平整度指标,实现路面平整度的评价;González等<sup>[17]</sup>研究了基于1/2车辆模型的输入输出传递函数关系式,建立路表功率谱密度(PSD)和车辆加速度之间的估计关系,进而通过得到的路面功率谱密度的估计值来评价路面平整度情况;王惠勇等<sup>[18]</sup>将所收集的行驶车辆加速度数据利用滑动平均滤波法有效过滤随机噪声数据,以保持数据阶跃响应的特征,之后通过BP神经网络法构建不同行车速度下的车辆竖向垂直响应与 $I_{IRI}$ 值的回归模型以实现路面平整度指标的预测;Chen等<sup>[19]</sup>则提出了基于加速度数据估算 $I_{IRI}$ 的黏弹性模型,研究在不需要车辆悬架参数的情况下,建立利用该模型估算的 $I_{IRI}$ 值与ProVAL计算的 $I_{IRI}$ 之间的关系。然而,目前的平整度计算程序并未考虑车辆的悬架系统在平整度测试时对振动的抵消和缓冲作用,即在计算程序中未引入不同车辆的悬架参数等,而只是将车辆加

速度数据二重积分,用车辆上悬架的竖向位移代替路表轮廓高程。此外,相关研究还有通过试验路实测的方式建立车辆竖向加速度与标准测试程序确定的 $I_{IRI}$ 间的回归关系,但这属于经验公式,测试结果与现场试验条件、不同时期试验车辆振动特性等因素密切相关。

对此,针对通过理论法利用车辆加速度数据计算确定路面平整度指标 $I_{IRI}$ 所存在的问题,本文研究提出一种考虑试验车辆悬架参数的路面平整度指标 $I_{IRI}$ 确定方法。

## 1 车辆振动物理参数的识别

### 1.1 车辆模态参数的推导

1/4车辆模型在受到竖向瞬时冲击后,车轮对冲击的响应为自由振动,如图1所示。基于拉格朗日方程或牛顿定律建立车辆动力学微分方程如式(1)、(2)所示:

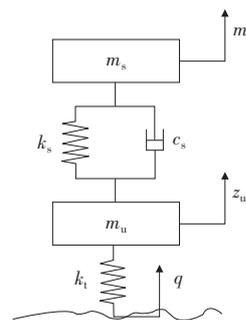


图1 1/4实际车辆模型振动响应

$$m_s \ddot{z}_s + c_s (\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_s (z_s - z_u) = 0 \quad (1)$$

$$m_s \ddot{z}_s + m_u \ddot{z}_u + k_t z_u = \delta(0) \quad (2)$$

式中: $z_s$ 为簧上质量的竖向绝对位移; $z_u$ 为簧下质量的竖向绝对位移;相应地, $\dot{z}_u$ 、 $\ddot{z}_u$ 和 $\dot{z}_s$ 、 $\ddot{z}_s$ 分别为相应的竖向速度和竖向加速度; $\delta(0)$ 为路面不平整对车轮的瞬时冲击荷载。

将上述方程改写成矩阵微分方程的形式,如式(3)所示:

$$[M]\{\ddot{z}(t)\} + [C]\{\dot{z}(t)\} + [K]\{z(t)\} = \{f(t)\} \quad (3)$$

式中: $\{f(t)\}$ 为冲击荷载向量; $[M]$ 为车辆模型的质量矩阵; $[C]$ 为车辆模型的阻尼矩阵; $[K]$ 为车辆模型的刚度矩阵; $\ddot{z}(t)$ 、 $\dot{z}(t)$ 与 $z(t)$ 分别为该车辆模型受到路面不平整激励的振动加速度响应向量、速度

响应向量与位移响应向量。

本文中,车辆悬架的物理参数与模态参数间理论关系是利用复模态理论确定得出的。引入方程  $[M]\{\dot{z}\} - [M]\{z\} = 0$ , 则式(3)可以写为:

$$\begin{bmatrix} [C] & [M] \\ [M] & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{z} \\ z \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K] & 0 \\ 0 & -[M] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} z \\ \dot{z} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (4)$$

令  $\{y\} = \begin{Bmatrix} z \\ \dot{z} \end{Bmatrix}$ ,  $y$  为车辆受到瞬时冲击后自由振动

响应的状态向量,可得:

$$[A]\{\dot{y}\} + [B]\{y\} = \{f'\} \quad (5)$$

式中:  $[A] = \begin{bmatrix} [C] & [M] \\ [M] & 0 \end{bmatrix}$ ;  $[B] = \begin{bmatrix} [K] & 0 \\ 0 & -[M] \end{bmatrix}$ ,

$$\{f'\} = \begin{Bmatrix} f \\ 0 \end{Bmatrix}.$$

考虑到作用在车辆模型瞬时荷载  $\delta(0)$  激励后消失,此后车辆模型作自由振动,因而分析时可取  $\{f'\} = 0$ 。方程即为:

$$[A]\{\dot{y}\} + [B]\{y\} = 0 \quad (6)$$

基于一阶齐次常微分方程的解,令:

$$\{y\} = \{\phi\} e^{st} \quad (7)$$

代入到上述方程,则有:

$$[B]\{\phi\} = -s[A]\{\phi\} \quad (8)$$

因矩阵  $[B]$  为正定的,即为可逆矩阵,有:

$$[R]\{\phi\} = s\{\phi\} \quad (9)$$

式中:

$$[R] = -[A]^{-1}[B] = \begin{bmatrix} 0 & [I] \\ -[M]^{-1}[K] & -[M]^{-1}[C] \end{bmatrix},$$

$[R]$  为非实对称,相应的特征值和特征向量的矩阵如式(10)、(11)所示:

$$[\Lambda] = \text{diag}[s_1 \ s_1^* \ s_2 \ s_2^* \ \cdots \ s_N \ s_N^*] \quad (10)$$

$$[\Phi] = [\{\phi_1\} \{\phi_1^*\} \{\phi_2\} \{\phi_2^*\} \cdots \{\phi_N\} \{\phi_N^*\}] \quad (11)$$

设:  $\{z\} = \{\psi\} e^{st}$ , 则  $\{\dot{z}\} = s\{\psi\} e^{st}$ , 且:

$$[\phi] = \begin{bmatrix} [\Psi] \\ [\Psi][\Lambda] \end{bmatrix} \quad (12)$$

式中:  $[\Psi] = [\{\psi_1\} \{\psi_1^*\} \{\psi_2\} \{\psi_2^*\} \cdots \{\psi_N\} \{\psi_N^*\}]$  (13)

需要注意的是,  $[\Psi]$  为  $\{z\}$  的复模态振型矩阵;  $N$

为复模态的阶数,为车辆模型自由度;  $s_k$ 、 $\{\phi_k\}$ 、 $\{\psi_k\}$  分别为复数或复数构成的向量;  $s_k^*$ 、 $\{\phi_k^*\}$  和  $\{\psi_k^*\}$  为其相应共轭量。

由式(8)可得:

$$[B][\Phi] = -[A][\Phi][\Lambda] \quad (14)$$

鉴于各特征向量  $\{\phi_i\}$  间有加权正交性,有:

$$\textcircled{1} \ k \neq l \quad \{\phi_k\}^T [A] \{\phi_l\} = 0 \quad \{\phi_k\}^T [B] \{\phi_l\} = 0 \quad (15)$$

$$\textcircled{2} \ k = l \quad \{\phi_k\}^T [A] \{\phi_l\} = a_k \quad \{\phi_k\}^T [B] \{\phi_l\} = b_k \quad (16)$$

用矩阵表征式(15)和(16)的正交性,即:

$$\begin{cases} [\Phi]^T [A] [\Phi] = [a_k] = \text{diag}[a_1 \ a_1^* \ a_2 \ a_2^* \ \cdots \ a_N \ a_N^*] \\ [\Phi]^T [B] [\Phi] = [b_k] = \text{diag}[b_1 \ b_1^* \ b_2 \ b_2^* \ \cdots \ b_N \ b_N^*] \end{cases} \quad (17)$$

结合式(17),并在式(14)两边同乘  $[\Phi]^T$ , 则:

$$[b_k] = -[a_k][\Lambda] \quad (18)$$

考虑到  $[\Phi]$  的特征向量  $\{\phi_i\}$  间具有加权正交性,可当作模态向量空间的基向量,将物理坐标转换为模态坐标。

为式(5)解耦,令:

$$\{y\} = \{Y\} e^{st} \quad (19)$$

$$\{f'\} = \{F'\} e^{st} = \begin{Bmatrix} F \\ 0 \end{Bmatrix} e^{st} \quad (20)$$

则:

$$\begin{aligned} \{Y\} &= [\Phi]\{x\} = \sum_{k=1}^N (\{\phi_k\} x_k + \{\phi_k^*\} x_k^*) = \\ &\{\phi_1\} x_1 + \cdots + \{\phi_N\} x_N + \{\phi_1^*\} x_1^* + \cdots + \\ &\{\phi_N^*\} x_N^* \end{aligned} \quad (21)$$

将式(21)代入式(5)中,则:

$$s[A][\Phi]\{x\} + [B][\Phi]\{x\} = \{F'\} \quad (22)$$

根据上式和式(15)、(16),则:

$$(s[a_k] + [b_k])\{x\} = [\Phi]^T \{F'\} \quad (23)$$

设  $s_k = -b_k/a_k$ ,  $s = j\omega$ , 代入式(23),可得:

$$\begin{cases} x_k = \frac{\{\phi_k\} \{F'\}}{a_k(j\omega - s_k)} \\ x_k^* = \frac{\{\phi_k^*\} \{F'\}}{a_k^*(j\omega - s_k^*)} \end{cases} \quad (24)$$

基于上式并结合式(21),则:

$$\{Y\} = \sum_{k=1}^N \left\{ \frac{\{\phi_k\}\{\phi_k\}^T}{a_k(j\omega - s_k)} + \frac{\{\phi_k^*\}\{\phi_k^*\}^T}{a_k^*(j\omega - s_k^*)} \right\} \{F'\} \quad (25)$$

由于:

$$Y = \begin{pmatrix} Z \\ \dot{Z} \end{pmatrix} = \begin{Bmatrix} \{Z\} \\ j\omega\{Z\} \end{Bmatrix} \quad (26)$$

结合式(12),则 $\{Z\}$ 可以表征为:

$$\{Z\} = \sum_{k=1}^N \left( \frac{\{\psi_k\}\{\psi_k\}^T}{a_k(j\omega - s_k)} + \frac{\{\psi_k^*\}\{\psi_k^*\}^T}{a_k^*(j\omega - s_k^*)} \right) \{F\} \quad (27)$$

由此,位移响应的复模态频响函数矩阵为:

$$[D(j\omega)] = \frac{\{Z\}}{\{F\}} = \sum_{k=1}^N \left\{ \frac{\{\psi_k\}\{\psi_k\}^T}{a_k(j\omega - s_k)} + \frac{\{\psi_k^*\}\{\psi_k^*\}^T}{a_k^*(j\omega - s_k^*)} \right\} \quad (28)$$

在 $p$ 点施加激励在 $q$ 点产生响应加速度复模态频响函数为:

$$H_{pq}(j\omega) = (j\omega)^2 [D_{pq}(j\omega)] = - \sum_{k=1}^N \omega^2 \left[ \frac{\psi_{pk}\psi_{qk}}{a_k(j\omega - s_k)} + \frac{\psi_{pk}^*\psi_{qk}^*}{a_k^*(j\omega - s_k^*)} \right] \quad (29)$$

令:  $A_{pqk} = \psi_{pk}\psi_{qk}/a_k$ ,  $A_{pqk}^* = \psi_{pk}^*\psi_{qk}^*/a_k$ , 则式(29)可写为:

$$H_{pq}(j\omega) = - \sum_{k=1}^2 \omega^2 \left( \frac{A_{pqk}}{j\omega - s_k} + \frac{A_{pqk}^*}{j\omega - s_k^*} \right) \quad (30)$$

根据多自由度的有阻尼自由振动理论可得式(31),则1/4车辆模型的 $k$ 阶复模态固有频率 $\omega_k$ 和阻尼比 $\xi_k(k=1,2)$ 为:

$$\begin{cases} s_k = \sigma_k + j\omega_{dk} = -\xi_k\omega_k + j\omega_k\sqrt{1-\xi_k^2} \\ s_k^* = \sigma_k - j\omega_{dk} = -\xi_k\omega_k - j\omega_k\sqrt{1-\xi_k^2} \end{cases} \quad (31)$$

$$\omega_k = \sqrt{s_k s_k^*} \quad (32)$$

$$\xi_k = \frac{s_k + s_k^*}{2\omega_k} \quad (33)$$

## 1.2 基于试验数据的车辆物理参数求解

### 1.2.1 车辆前轮跌落试验

测试前,试验车辆的前轮停在固定规格的两块木块(40 cm×40 cm×10 cm)上,且两位体重相当的成人乘坐在车辆前排,加速度采集装置布置在车辆前轮上;试验开始时,首先打开加速度采集装置的开关开始收集数据,并由一名试验人员从车辆后部向前推,使车辆从木块上自由跌落直至车辆振动消失;

最后,关闭采集装置,整理加速度车辆测试数据,试验过程如图2所示。



图2 车轮跌落试验

### 1.2.2 车辆模型参数的确定

通过离散时间傅里叶变换,将采集的车辆自由振动衰减信号由时域信号转换为频域信号,从而良好保存信号的频域特征信息。

将式(30)中的复数 $A_{pqk}$ 记为 $A_k$ ,并写为 $A_k = U + jV_k$ 的形式,则式(34)为实测加速度响应在频域中的复数值:

$$H(\omega) = -\omega^2 \sum_{k=1}^2 \left( \frac{U + jV_k}{j\omega - s_k} + \frac{U - jV_k}{j\omega - s_k^*} \right) \quad (34)$$

利用最小二乘迭代法,建立测试数据的非线性回归模型,通过对回归模型赋初值并多次修正,使回归模型的计算结果不断接近试验值而实现最佳的拟合。需要指出, $U_1, V_1, s_1, s_1^*, U_2, V_2, s_2, s_2^*$ 为上述非线性模型的回归系数。

最后,利用Matlab的遗传算法工具箱计算实际车辆模型物理参数,相关参数设置如下:100的样本组数、500代进化次数、选择均匀分布配对,启发式算法交叉方式,0.95的交叉概率,0.01的变异概率,其余为默认状态<sup>[20]</sup>。

## 2 基于理论法的加速度与 $I_{IRI}$ 的关系研究

### 2.1 车辆模型方程的推导

在路面激励作用下,1/4实际车辆模型受迫振动方程如式(35)、(36):

$$m_s \ddot{z}_s + c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_s(z_s - z_u) = 0 \quad (35)$$

$$m_u \ddot{z}_u + c_s(\dot{z}_u - \dot{z}_s) + k_s(z_u - z_s) + k_t(z_u - y) = 0 \quad (36)$$

式中变量含义同式(1)、(2), $y$ 为轮底部相应的

路面高程变化函数。

整理式(35)、(36),并写为一阶矩阵微分方程形式,即:

$$\begin{bmatrix} \dot{z}_s \\ \ddot{z}_s \\ \dot{z}_u \\ \ddot{z}_u \end{bmatrix} = \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} z_s \\ \dot{z}_s \\ z_u \\ \dot{z}_u \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -k_2 & -c & k_2 & c \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_2}{u} & \frac{c}{u} & -\frac{k_1+k_2}{u} & -\frac{c}{u} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} z_s \\ \dot{z}_s \\ z_u \\ \dot{z}_u \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{k_1}{u} \end{bmatrix} y(t) \quad (37)$$

式中: $k_1 = k_t/m_s$ ,  $k_2 = k_s/m_s$ ,  $u = m_u/m_s$ ,  $c = c_s/m_s$ 。

将矩阵方程等号两边同时求导,即为:

$$\frac{dz(t)}{dt} = A \cdot z(t) + B \cdot y'(t) \quad (38)$$

其中:

$$Z(t) = \begin{bmatrix} \dot{z}_s \\ \ddot{z}_s \\ \dot{z}_u \\ \ddot{z}_u \end{bmatrix}; A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -k_2 & -c & k_2 & c \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_2}{u} & \frac{c}{u} & -\frac{k_1+k_2}{u} & -\frac{c}{u} \end{bmatrix}; B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{k_1}{u} \end{bmatrix}。$$

基于非齐次矩阵微分方程的通解<sup>[21]</sup>:

$$z(t) = e^{A(t-t_0)} \cdot z(t_0) + e^{At} \cdot B \int_{t_0}^t e^{-A\tau} \cdot y'(\tau) d\tau \quad (39)$$

式中: $\tau$ 为设定的积分变量。

本文取时间间隔为 $t-t_0=dt=0.01$  s,并由 $y'(t)$ 来代替积分区间 $[t_0, t]$ 内任意时刻的 $y'(\tau)$ ,可得:

$$z(t) = e^{A(t-t_0)} \cdot z(t_0) + e^{At} \cdot B \int_{t_0}^t e^{-A\tau} \cdot y'(t) d\tau \quad (40)$$

则:

$$z(t) = e^{A(t-t_0)} \cdot z(t_0) + A^{-1} \cdot e^{At} (e^{-At_0} - e^{-At}) \cdot B \cdot y'(t) \quad (41)$$

令:

$$S_T = \begin{bmatrix} s_{11} & s_{12} & s_{13} & s_{14} \\ s_{21} & s_{22} & s_{23} & s_{24} \\ s_{31} & s_{32} & s_{33} & s_{34} \\ s_{41} & s_{42} & s_{43} & s_{44} \end{bmatrix} = e^{A(t-t_0)}, \text{称为传递矩}$$

$$\text{阵}; P_R = \begin{bmatrix} p_1 \\ p_2 \\ p_3 \\ p_4 \end{bmatrix} = A^{-1} [ST - I] \cdot B, \text{称为系数矩阵,则式}$$

(41)写为式(42):

$$z(t) = \begin{bmatrix} Z_s' \\ Z_s'' \\ Z_u' \\ Z_u'' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} s_{11} & s_{12} & s_{13} & s_{14} \\ s_{21} & s_{22} & s_{23} & s_{24} \\ s_{31} & s_{32} & s_{33} & s_{34} \\ s_{41} & s_{42} & s_{43} & s_{44} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} z_s' \\ z_s'' \\ z_u' \\ z_u'' \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} p_1 \\ p_2 \\ p_3 \\ p_4 \end{bmatrix} \cdot y'(t) \quad (42)$$

因此,车辆模型的状态变量的递推方程为:

$$Z_s' = s_{11} z_s' + s_{12} z_s'' + s_{13} z_u' + s_{14} z_u'' + p_1 y' \quad (43)$$

$$Z_s'' = s_{21} z_s' + s_{22} z_s'' + s_{23} z_u' + s_{24} z_u'' + p_2 y' \quad (44)$$

$$Z_u' = s_{31} z_s' + s_{32} z_s'' + s_{33} z_u' + s_{34} z_u'' + p_3 y' \quad (45)$$

$$Z_u'' = s_{41} z_s' + s_{42} z_s'' + s_{43} z_u' + s_{44} z_u'' + p_4 y' \quad (46)$$

式中: $Z_s', Z_s'', Z_u', Z_u''$ 为下一数据采样时刻的状态向量; $z_s', z_s'', z_u', z_u''$ 为当前数据采样时刻的状态变量; $y'$ 为下一个数据采样时刻轮底路表坡度; $s_{ij}, p_i$ 为过渡矩阵中相关参数;传递矩阵 $S_T = e^{A(t-t_0)} = e^{Adt}$ ,  $dt$ 为振动数据采样时间间隔,取 $dt=0.01$  s。

## 2.2 路表轮廓高程数据的确定

根据前文推导的车辆模型动力学方程和所收集行驶车辆的竖向加速度数据,路表轮廓高程数据可以按照如下步骤计算:

(1) 由于车辆行驶的加速度数据采集装置安装在试验车辆的前轮上悬架位置,因而可以认为该装置所采集的加速度数据为簧上质量的竖向加速度 $z_s''$ ,如图3所示,即各采样时刻 $z_s''$ 均为已知。



图3 智能手机采集数据位置

(2) 由于1/4车辆模型坐标系是在第1个采集时刻的路表纵断面位置和簧上、簧下质量处建立的,因而 $z_s(1) = z_u(1) = 0, y = 0$ 。第1个行车数据采集时

刻的簧上质量和簧下质量的状态变量  $z_s''$  和  $z_u''$  取 0,  $z_s'$  和  $z_u'$  取数据采集起始点至行驶前方 11 m 处的平均路面坡度,一般取车辆 0.5 s 在 80 km/h 车速下行驶距离<sup>[21-22]</sup>,即:

$$z_s'(1) = z_u'(1) = [s - y(1)]/11 \quad (47)$$

$$z_s''(1) = z_u''(1) = 0 \quad (48)$$

式中:  $s$  为起始行驶位置后 11 m 处的路表高程;  $y(1)$  为第 1 个行车数据采集时刻的高程。

(3) 前面分析的任意采集时刻的簧上质量状态变量  $z_s''$  均已知,且第 1 个采集时刻  $z_s'$ 、 $z_s''$ 、 $z_u'$  和  $z_u''$  均可算得。将第 1 个采集时刻的  $z_s'$ 、 $z_s''$ 、 $z_u'$ 、 $z_u''$  和第 2 个采集时刻的  $Z_s''$  代入式(44)即可确定第 2 个时刻路表坡度  $y'$ 。

(4) 再将第 1 个时刻的  $z_s'$ 、 $z_s''$ 、 $z_u'$ 、 $z_u''$  和所计算的第 2 时刻的  $y'$  代入式(43)、(45)和(46)中,即可得到第 2 时刻的  $Z_s'$ 、 $Z_u'$  和  $Z_u''$ 。

(5) 重复上述过程,逐步递推计算即可得到任意采样时刻的路表坡度  $y'$ 。

(6) 利用任意时刻的路表坡度  $y'$  和第 1 采集时刻的路表轮廓高程  $y(1)=0$  并结合式(49),即可逐步计算任意采样时刻轮底路表高程。

$$y(i+1) = y(i) + y'dx \quad (49)$$

式中:  $y(i+1)$  为下一行车数据采集时刻路表高程;  $y(i)$  为前一采集时刻的路表高程;  $dx$  为试验车辆在时间间隔  $dt$  内行驶的距离,本研究中车速控制在 80 km/h,则  $dx = 0.222$  m。

### 2.3 路面平整度指标 $I_{IRI}$ 的计算

为标准化平整度指标  $I_{IRI}$  的计算,取  $k_1 = 653 \text{ s}^{-2}$ ,  $k_2 = 63.3 \text{ s}^{-2}$ ,  $u = 0.15$ ,  $c = 6.00 \text{ s}^{-1}$  作为车辆模型参数,从而根据式(38)确定矩阵  $A'$  和  $B'$  并最终可以计算 1/4 标准车辆模型的  $S_T'$  和  $P_R'$ ,即:

$$S_T' = \begin{bmatrix} s_{11}' & s_{12}' & s_{13}' & s_{14}' \\ s_{21}' & s_{22}' & s_{23}' & s_{24}' \\ s_{31}' & s_{32}' & s_{33}' & s_{34}' \\ s_{41}' & s_{42}' & s_{43}' & s_{44}' \end{bmatrix} = e^{A'(t-t_0)} \quad (50)$$

$$P_R' = \begin{bmatrix} p_1' \\ p_2' \\ p_3' \\ p_4' \end{bmatrix} = A'^{-1}[S_T' - I] \cdot B' \quad (51)$$

基于所确定的矩阵  $S_T'$  和  $P_R'$ ,可确定 1/4 标准车辆模型的递推方程,即为:

$$Z_s' = s_{11}'z_s' + s_{12}'z_s'' + s_{13}'z_u' + s_{14}'z_u'' + p_1'y' \quad (52)$$

$$Z_s'' = s_{21}'z_s' + s_{22}'z_s'' + s_{23}'z_u' + s_{24}'z_u'' + p_2'y' \quad (53)$$

$$Z_u' = s_{31}'z_s' + s_{32}'z_s'' + s_{33}'z_u' + s_{34}'z_u'' + p_3'y' \quad (54)$$

$$Z_u'' = s_{41}'z_s' + s_{42}'z_s'' + s_{43}'z_u' + s_{44}'z_u'' + p_4'y' \quad (55)$$

根据式(52)~(55),并结合上节计算确定的各点路表坡度  $y'$  及由式(47)和(48)所计算的第 1 采集时刻的状态变量  $z_s'$ 、 $z_s''$ 、 $z_u'$  和  $z_u''$ ,可以计算第 2 采集时刻的状态变量  $Z_s'$ 、 $Z_s''$ 、 $Z_u'$ 、 $Z_u''$ ;然后将第 2 采集时刻的状态变量作为下一采集时刻的初始状态变量,递推计算即可确定任意时刻的状态变量;任意数据采样时刻车辆簧上、簧下质量的位移由式(56)和(57)计算确定;最后根据式(58)计算路面平整度指标  $I_{IRI}$ 。

$$z_s(i+1) = z_s(i) + z_s'dt \quad (56)$$

$$z_u(i+1) = z_u(i) + z_u'dt \quad (57)$$

$$I_{IRI} = \frac{1}{n-1} \sum_{i=2}^n |z_s(i) - z_u(i)| \quad (58)$$

式中:  $n$  为第  $n$  个行车数据采集时刻。

## 3 试验结果准确性检验

### 3.1 验证分析方法

$I_{IRI}$  理论计算方法的验证过程如下:

(1) 选择陕西省西安市周边的西潼高速公路右幅外侧行车道(桩号 K996+000~K1027+000)、西禹高速公路左右幅外侧行车道(桩号 K1020+000~K1055+000)作为测试试验路段。测试车辆在最右边的行驶车道以 80 km/h 的稳定速度行驶。

(2) 为了验证本文  $I_{IRI}$  理论计算方法的准确性,将加速度采集装置如加速度计安装固定完成后(图 4),在测试试验路段相同桩号范围内分别采集 3 次数据。

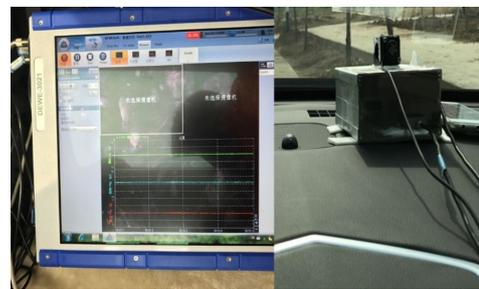


图 4 行车加速度数据采集

(3) 由于道路多功能检测车内置的纵断面测量系统,是通过激光传感器和加速度计对路表纵断面

高程数据进行采集,然后利用其数据预处理系统计算  $I_{IRI}$  值,且能在变速情况下以 1 mm 的数据采集间距准确地检测路面平整度信息。因而本研究将其视为真实断面平整度,并以此检测结果作为对比对象。

(4) 利用 Matlab 对上述推导计算过程进行编程,从而由所采集的对应桩号区间内竖向加速度数据计算出路表轮廓高程和路面平整度指标  $I_{IRI}$ 。

(5) 将本文所用的理论法得出的  $I_{IRI}$  和道路检测车测量的  $I_{IRI}$  结果对比,从而验证本研究的考虑车辆悬架的国际平整度指数理论计算方法的准确性。

### 3.2 试验结果验证实施

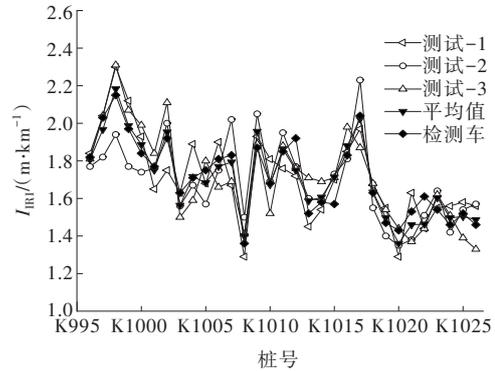
通过前述的车辆前轮跌落试验并利用 Matlab 编程计算的方式,确定本研究所采用试验车辆的车辆模型振动物理参数如表 1 所示。

表 1 试验车辆的振动物理参数

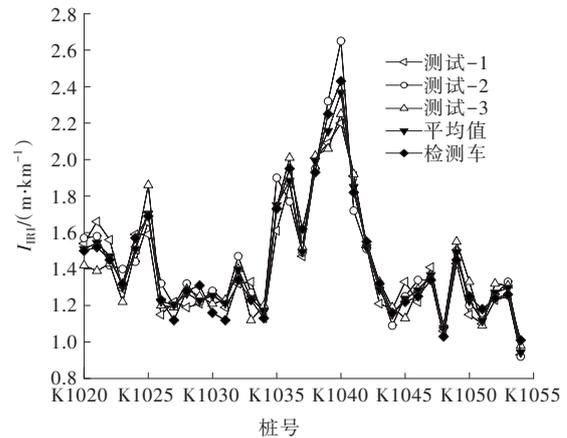
符号	名称	单位	结果
$m_s$	前悬架簧上质量	kg	325.28
$k_s$	前悬架刚度系数	N/m	19 550.79
$c_s$	前悬架阻尼系数	N·s/m	1 726.10
$m_u$	前悬架簧下质量	kg	46.64
$k_t$	前轮刚度系数	N/m	220 800.15

识别出该试验车辆的 1/4 实际车辆模型物理参数后,根据传递矩阵法求解出该车辆模型的变量传递矩阵和系数矩阵。按照 2.2 和 2.3 节迭代过程进行路表轮廓高程的反算以及基于纵断面轮廓高程的  $I_{IRI}$  值求解。本研究中,各试验路段内每 100 km 桩号的  $I_{IRI}$  值计算结果与道路多功能检测车的  $I_{IRI}$  值测量数据对比如图 5 和表 2 所示。

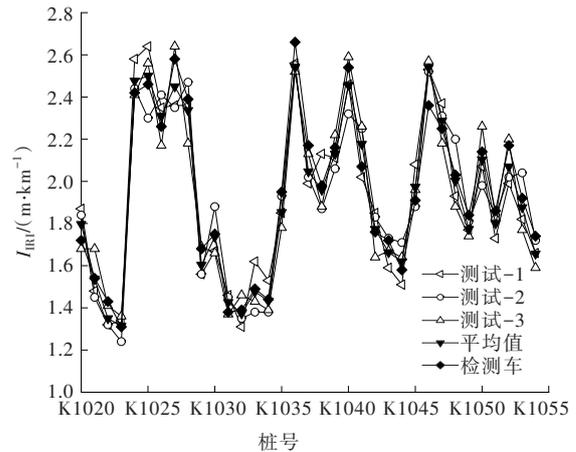
结合图 5 和表 2 可知:以道路多功能检测车确定的路面平整度指标  $I_{IRI}$  为标准测试结果,西潼高速右幅路 3 组测试结果的最大相对误差为 -10.56%,其测试结果平均值的最大相对误差为 9.12%;西禹高速左幅路 3 组测试结果的最大相对误差为 10.03%,其测试结果平均值的最大相对误差为 8.32%;西禹高速右幅路 3 组测试结果的最大相对误差为 9.17%,其测试结果平均值的最大相对误差为 7.62%。根据上述验证结果,本理论计算方法的  $I_{IRI}$  值与参考测量值基本吻合,相对误差在 11% 以内,说明本研究中基于车辆加速度数据的  $I_{IRI}$  理论算法具有较高的准确性。



(a) 西潼高速右幅



(b) 西禹高速左幅



(c) 西禹高速右幅

图 5 理论与检测车确定的  $I_{IRI}$  值对比

表 2 理论与检测车确定的  $I_{IRI}$  值之间相对误差

检测位置	理论与检测车确定的 $I_{IRI}$ 值之间 相对误差范围/%	
	3组测试结果	平均值
西潼高速右幅	-10.56~10.52	9.10~9.12
西禹高速左幅	-9.47~10.03	-7.82~8.33
西禹高速右幅	-8.72~9.17	-5.68~7.62

## 4 结 论

(1) 首先基于复模态理论确定了车辆振动物理参数与模态参数之间的理论关系,然后利用最小二乘迭代频域识别法求解车辆模态参数,并最终基于遗传算法借助 Matlab 实现 1/4 实际车辆模型振动物理参数的反算。

(2) 根据矩阵传递法通过推导车辆模型受迫振动响应时的动力学方程,反算路表轮廓高程并计算路面平整度指标  $I_{IRI}$ 。

(3) 通过 3 个试验路段测试,结果表明本文理论计算方法  $I_{IRI}$  值与参考测量值基本吻合,相对误差在 11% 以内,证明基于行车加速度的  $I_{IRI}$  理论计算法具有较高的准确性。

### 参 考 文 献:

- [1] 刘云,钱振东.路面平整度及车辆振动模型的研究综述[J].公路交通科技,2008,25(1):51-57.
- [2] JABLONSKI B, REGEHR J, REMPEL G. Guide for mechanistic-empirical design of new and rehabilitated pavement structures[R].Final Report,2004.
- [3] WARD C C, IAGNEMMA K. Speed-independent vibration-based terrain classification for passenger vehicles [J].Vehicle System Dynamics, 2009, 47(9): 1095-1113.
- [4] GAGNON L, DORÉ G, RICHARD M J. An overview of various new road profile quality evaluation criteria: Part 2[J]. International Journal of Pavement Engineering, 2015, 16(9): 784-796.
- [5] 周晓青,孙立军,颜利.路面平整度评价发展及趋势[J].公路交通科技,2005,22(10):18-22.
- [6] GORSICH D J, CHAIKA M, GUNTER D, et al. Terrain roughness standards for mobility and ultra-reliability prediction[C]//SAE Technical Paper Series. 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States: SAE International, 2003.
- [7] UECKERMANN A, STEINAUER B. The weighted longitudinal profile: A new method to evaluate the longitudinal evenness of roads[J]. Road Materials and Pavement Design, 2008, 9(2): 135-157.
- [8] MÚČKA P. Road roughness limit values based on measured vehicle vibration[J]. Journal of Infrastructure Systems, 2017, 23(2): 04016029.
- [9] MÚČKA P. Correlation among road unevenness indicators and vehicle vibration response[J]. Journal of Transportation Engineering, 2013, 139(8): 771-786.
- [10] SAYERS M W, GILLESPIE T D, PATERSON W. Guidelines for conducting and calibrating road roughness measurements [M]. Washington D.C.: World Bank Technical Paper No.46, 1986.
- [11] SAYERS M W, GILLESPIE T D, QUEIROZ C. The international road roughness experiment: Establishing correlation and a calibration standard for measurements[M]. Washington D.C.: World Bank Technical Paper No.46, 1986.
- [12] BUTTLAR W G, ISLAM S. Integration of smart-phone-based pavement roughness data collection tool with asset management system[R], 2014.
- [13] ISLAM S, BUTTLAR W, VAVRIK W, et al. Effect of smartphone model on measured pavement roughness[C]// International Airfield & Highway Pavements Conference, 2015.
- [14] ISLAM S, BUTTLAR W, ALDUNATE R, et al. Use of cellphone application to measure pavement roughness[C]// Transportation & Development Congress, 2014: 553-563.
- [15] ISLAM S, BUTTLAR W G, ALDUNATE R G, et al. Measurement of pavement roughness using android-based smartphone application[J]. Transportation Research Record, 2014, 2457(3): 30-38.
- [16] KANG S W, KIM J S, KIM G W. Road roughness estimation based on discrete Kalman filter with unknown input[J]. Vehicle System Dynamics, 2019, 57(10): 1530-1544.
- [17] GONZÁLEZ A, O'BRIEN E J, LI Y Y, et al. The use of vehicle acceleration measurements to estimate road roughness[J]. Vehicle System Dynamics, 2008, 46(6): 483-499.
- [18] 王惠勇,张鹏.基于智能手机的路面平整度评价方法研究[J].公路与汽运,2017(5):188-191.
- [19] CHEN C S, CHOU C, CHEN A C. Viscoelastic model for estimating the international roughness index by smartphone sensors[R]. Transportation Research Board, Washington, D.C., 2017.
- [20] 雷英杰,张善文. MATLAB 遗传算法工具箱及应用[M]. 2 版. 西安:西安电子科技大学出版社, 2014.
- [21] 林锰. 矩阵论教程[M]. 北京:国防工业出版社, 2012.
- [22] 常成利. 国际平整度指数数量值溯源与传递技术研究[D]. 北京:北京工业大学, 2011.