

# 电动车五自由度耦合模型的动力学分析



徐芳<sup>1</sup>, 李卓然<sup>2,\*</sup>, 蒋朝哲<sup>3,\*</sup>, 陈子渊<sup>4</sup>

<sup>1</sup> 四川旅游学院供应链与采购中心, 四川成都 610100

<sup>2</sup> 西南交通大学信息科学与技术学院, 四川成都 610031

<sup>3</sup> 西南交通大学交通运输与物流学院, 四川成都 610031

<sup>4</sup> 吉林大学通信工程学院, 吉林长春 130015

**摘要:** 现阶段, 电动车凭借其独有的优势, 如环保、方便保养、噪音低等, 正在慢慢取代燃油车成为城市出门的代步工具。而乘坐的舒适性也成为了人们所考虑的问题, 本文通过建立模型对该问题进行了研究, 舒适度的一个评判标准为振动产生的加速度的均方根值。本文以电动车五自由度耦合模型为研究对象, 对电动车在路面行驶时的振动进行了分析。建立了二分之一电动车的五自由度耦合振动的运动学模型, 通过影响系数法求出运动模型的数学模型, 在 MATLAB/Simulink 内搭建了运动学模型的仿真模型, 在此基础上利用 Simulink 的滤波白噪音建立了路面不平度输入。为了保证仿真的正确性, 本文还建立了基于 Adams 和 Simulink 的联合仿真模型。最后通过 Adams 软件的优化设计工具, 对模型的一些参数进行了优化, 以达到乘坐舒适的目的。

**关键词:** MATLAB/Simulink; 振动; 路面不平度输入; Adams; 参数优化

**DOI:** [10.57237/j.mse.2023.03.002](https://doi.org/10.57237/j.mse.2023.03.002)

## Dynamics Analysis of 5-DOF Coupled Model for Electric Vehicle

Fang Xu<sup>1</sup>, Zhuoran Li<sup>2,\*</sup>, Chaozhe Jiang<sup>3,\*</sup>, Ziyuan Chen<sup>4</sup>

<sup>1</sup> Supply Chain and Procurement Center, Sichuan Tourism University, Chengdu 610100, China

<sup>2</sup> College of Information Science and Technology, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China

<sup>3</sup> School of Transportation and Logistics, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China

<sup>4</sup> College of Communication Engineering, Jilin University, Changchun 130015, China

**Abstract:** In status quo, electric vehicles are gradually replacing fuel-powered cars as the preferred mode of transportation in cities due to their unique advantages such as being environmentally friendly, easy to maintain, and low in noise. Comfort during the ride has also become a concern for people. This article investigates this issue by establishing a model. One criterion for evaluating comfort is the root mean square value of the acceleration generated by vibrations. This study focuses on a five-degree-of-freedom coupled model of electric vehicles and analyzes the vibrations during their movement on the road. A kinematic model of the five-degree-of-freedom coupled vibration of half of an electric vehicle is established, and the mathematical model of the motion model is obtained using the coefficient method. A simulation model of the kinematic model is constructed in MATLAB/Simulink, and road roughness input is generated

基金项目: 国家自然科学基金面上项目 (71871188); 国家社科基金一般项目 (15BGL143); 玉麒麟摩托车基金 (2019H010362).

\*通信作者: 李卓然, ace-lee7@qq.com; 蒋朝哲, jiangchaozhe@swjtu.edu.cn

收稿日期: 2023-08-17; 接受日期: 2023-08-25; 在线出版日期: 2023-08-30

<http://www.mechscieng.com>

using Simulink's filtered white noise. To ensure the accuracy of the simulation, a combined simulation model based on Adams and Simulink is also established in this study. Finally, the optimization design tool in Adams software is utilized to optimize some parameters of the model to achieve a comfortable ride.

**Keywords:** MATLAB/Simulink; Vibration; Road Roughness Input; Adams; Parameter Optimization

## 1 引言

近年来, 中国电动汽车保有量持续上升。电动车相对比传统的汽车, 其优势非常明显, 包括更加环保、能量转换效率较高、车身噪音低、结构比燃油车简单、可以省去离合器、保养更加方便等, 且电动车作为减少交通运输中碳排放的最有效、最有前途的交通工具之一, 在国家政策的引领下, 电动车将是未来的重要发展趋势[1]。

乘客乘坐汽车的舒适度从汽车诞生伊始就受到汽车生产厂商和大众的广泛关注。随着生产技术的发展, 人们对车辆的需求也在发生着改变, 由传统的经济性、动力性、节能性向智能化、舒适度转变。而电动车对乘客舒适度的影响主要与电动车在道路上行驶时车辆的振动相关, 在研究提升电动汽车舒适性的过程中, 首先需要想到的是降低引起乘客不舒适的因素, 即减少车辆运动状态——振动对乘坐舒适性的影响[2]。根据《机械振动与冲击 人体暴露于全身振动的评价 第1部分: 一般要求》(GB/T 13441.1-2007) [3], 大致界定出人乘坐汽车时垂向加速与舒适度的关系, 如表 1 所示。

表 1 人乘坐汽车时垂向加速与舒适度的关系表

汽车垂向加速度	人体舒适度
小于 $0.315 \text{ m/s}^2$	感觉不到不舒适
$0.315 \text{ m/s}^2$ 到 $0.5 \text{ m/s}^2$	有点不舒适
$0.5 \text{ m/s}^2$ 到 $1 \text{ m/s}^2$	相当不舒适
$0.8 \text{ m/s}^2$ 到 $1.6 \text{ m/s}^2$	不舒适
$1.25 \text{ m/s}^2$ 到 $2.5 \text{ m/s}^2$	非常不舒适
大于 $2 \text{ m/s}^2$	极不舒适

现今, 大多数对于车辆振动的研究都只是在 MATLAB/Simulink 内[4], 用滤波白噪音模拟路面输入, 通过车辆的振动方程搭建 Simulink 仿真模型的方式进行仿真, 而本文将增加基于 Adams 和 MATLAB/Simulink 联合仿真和基于 Adams 的优化设计进行对车辆振动的研究。

## 2 基于 MATLAB/Simulink 的仿真

### 2.1 路面输入模型的建立

目前, 以载人为主的乘用车小轿车在研发设计之初就将驾驶人员和乘客的乘坐舒适性考虑当中, 尽管乘用车行驶路面路况大都良好, 但若单程行驶时间较长时, 路面激励输入对一般乘用车的乘坐舒适性的也会有较大的影响[5]。

根据中华人民共和国国家标准出具的《机械振动道路路面谱测量数据报告》(GB/T 7091-2005) [6]该份文件中, 将路面功率谱密度 ( $G_q(n)$ ) 用如下的式子进行描述:

$$G_q(n) = G_q(n_0) \left( \frac{n}{n_0} \right)^{-c} \quad (1)$$

其中:  $n$ -空间频率, 是波长的倒数, 单位是  $\text{m}^{-1}$ ;

$n_0$ -参考空间频率, 这里取  $n_0 = 0.1 \text{ m}^{-1}$ ;

$G_q(n_0)$ -路面不平度系数, 它是参考空间频率  $n_0$  下路面功率谱的密度值, 单位是  $\text{m}^3$ ;

$c$ -频率指数, 这里取  $c = 2$ 。

根据上述文件, 当频率指数  $c$  取 2 时, 路面不平度的分级标准如表 2:

表 2 路面不平度分级标准表

路面等级	$G_q(n_0)/10^{-6} (\text{m}^3)$		
	下限	几何平均	上限
A	-	16	32
B	32	64	128
C	128	256	512
D	512	1024	2048
E	2048	4096	8192
F	8192	16384	32768
G	32768	65536	131072
H	131072	262144	-
$n_0 = 0.1 \text{ m}^{-1}$			

为了分析结果的准确性, 研究车辆在路面行驶的特性时, 不能仅仅只考虑路面不平度对车辆振动的影响, 还要考虑车辆行驶速度对车辆振动的影响。在车辆行驶速度为  $v$  的情况下, 其等效的时间频率  $f$  与空间

频率 $n$ 的关系为：

$$f = nv \quad (2)$$

通过车辆行驶速度，可以把在频域下描述的路面不平度 ( $G_q(n)$ ) 转换为时域下描述的路面不平度位移功率谱密度 ( $G_q(f)$ )，二者之间的转换关系为：

$$G_q(f) = \frac{G_q(n)}{v} \quad (3)$$

工程中常常采用速度功率谱密度表达式来表征路面不平度的统计特性，他们两者之间的关系式为：

$$G_{\dot{q}}(f) = (2\pi f)^2 G_q(f) \quad (4)$$

根据公式(1)-(4)可得路面不平度速度功率谱密度  $G_{\dot{q}}(f)$  的表达式为：

$$G_{\dot{q}}(f) = 4\pi^2 n_0^2 G_q(n_0) v \quad (5)$$

在 MATLAB/Simulink 中，通常采用滤波白噪声产生器 (White-noise) 来作为路面仿真输入，路面仿真的

数学模型表达式为：

$$\dot{q}(t) = \sqrt{G_{\dot{q}}(f)} \omega(t) = 2\pi n_0 \sqrt{G_q(n_0) v} \omega(t) \quad (6)$$

为了能更真实反映真实路面的情况，在该模型中引入一个下截止频率  $f_0$  [7]，它与路面位移激励作用来补偿公式(6)的误差。故在 MATLAB/Simulink 中，“滤波白噪声”时域路面输入数学模型为：

$$\dot{q}(t) = -2\pi f_0 q(t) + 2\pi n_0 \sqrt{G_q(n_0) v} \omega(t) \quad (7)$$

其中， $\dot{q}(t)$ -路面速度激励；

$q(t)$ -路面位移激励；

$f_0$ -下截止频率；

$\omega(t)$ -滤波白噪声。

根据文献资料[8]，当下截止频率取  $f_0 = 0.0628\text{Hz}$  时，构建的数学输入模型与真实的路面输入情况更加符合，故本文中下截止频率取  $f_0 = 0.0628\text{Hz}$ 。

根据式(7)在 Simulink 中搭建路面不平度输入模型，如图 1 所示：

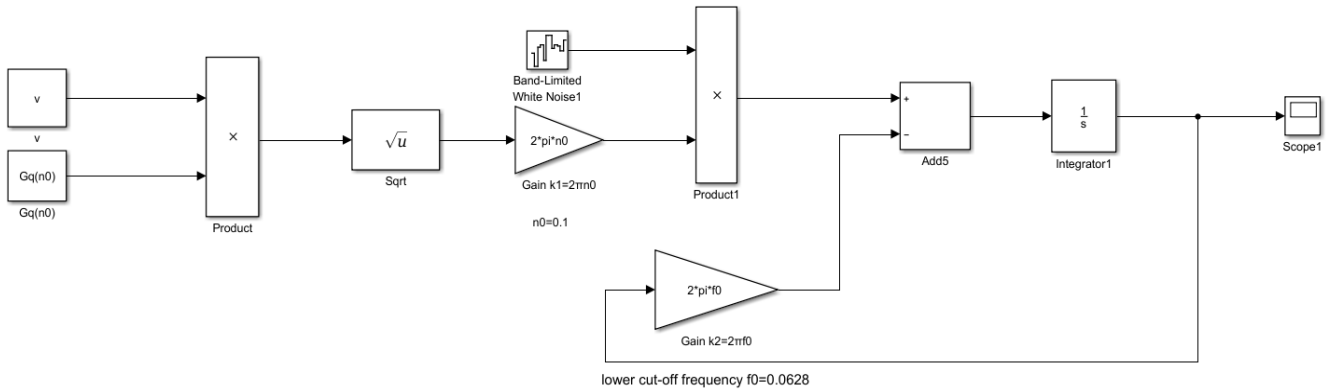


图 1 基于 Simulink 的路面不平度输入模型

## 2.2 车辆五自由度振动模型的建立

根据机械振动原理及一些文献资料，在建立电动车耦合振动模型时，需要充分考虑到电动车在竖直方向上的振动响应，确定一些对振动会产生影响的因素。主要以人椅、电动车车辆悬架以及轮胎为主，并且要把模型适当的简化，让人能一目了然。

在建立电动车耦合振动运动学模型之前，应该需要做出一些下面的假设[9-11]：

①车身、车身悬架是刚性连接的，轮胎与路面始终保持接触，且无弹跳；

②车辆结构前后、左右对称，且只需要考虑竖直

方向的振动和竖直方向的角振动；

③所有的刚度如轮胎刚度、车辆悬架与轮胎之间的刚度以及座椅和车辆悬架之间的刚度，他们产生的力与位移是线性相关的；所有的阻尼如车辆悬架与轮胎之间的阻尼以及座椅和车辆悬架之间的阻尼，他们产生的力与速度是线性相关的；

④路面位移输入始终作用在轮胎与路面的接触面的中心点上。

根据上述假设，可以搭建出如图 2 所示的电动车五自由度的耦合振动运动学模型，通过查阅文献资料[10]，得到了如表 3 的数据。

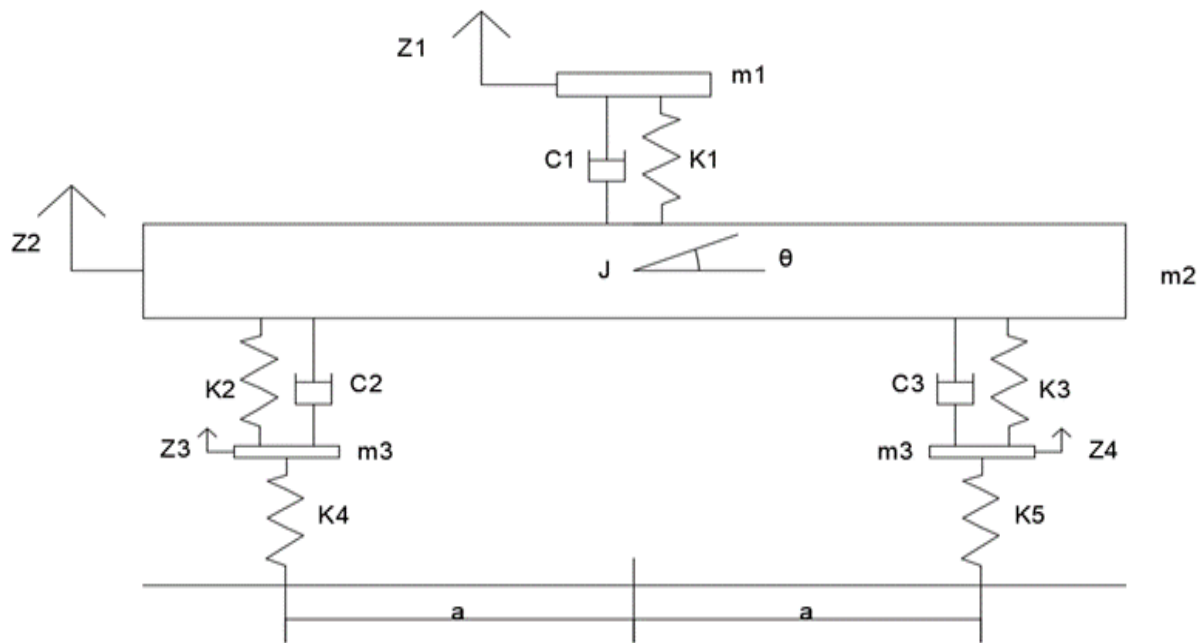


图2 电动车五自由度耦合振动运动学模型

表3 各个参数的数值表

人椅质量 ( $m_1$ )	75kg	座椅刚度 ( $k_1$ )	7500N/m
车身悬架质量 ( $m_2$ )	1380kg	后悬架刚度 ( $k_2$ )	44000N/m
后轮质量 ( $m_3$ )	81kg	前悬架刚度 ( $k_3$ )	44000N/m
前轮质量 ( $m_4$ )	81kg	后轮刚度 ( $k_4$ )	384000N/m
车身悬架转动惯量 ( $J$ )	2444N·m	前轮刚度 ( $k_5$ )	384000N/m
座椅阻尼 ( $c_1$ )	100N/(m/s)	后悬架阻尼 ( $c_2$ )	3000N/(m/s)
前悬架阻尼 ( $c_2$ )	3000N/(m/s)	前、后轮到车身质心的横向距离 ( $a$ )	0.57m

根据多自由度振动系统的方程可得，该电动车五自由度耦合振动模型的振动微分方程为[12]:

$$M\ddot{Z} + C\dot{Z} + KZ = F(t) \quad (8)$$

式中， $M$ 为质量矩阵， $C$ 为阻尼矩阵， $K$ 为刚度矩阵， $Z$ 为位移响应， $F(t)$ 为外界力的输入。通过对模型进行分析，运用影响系数法算出如下的数据：

质量矩阵 $M$ :

$$M = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J \end{bmatrix} \quad (9)$$

刚度矩阵 $K$ :

$$K = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 & 0 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 + k_3 & -k_2 & -k_3 & a(k_3 - k_2) \\ 0 & -k_2 & k_2 + k_4 & 0 & ak_2 \\ 0 & -k_3 & 0 & k_3 + k_5 & -ak_3 \\ 0 & a(k_2 - k_3) & -ak_2 & ak_3 & -a^2(k_2 + k_3) \end{bmatrix} \quad (10)$$

阻尼矩阵 $C$ :

$$C = \begin{bmatrix} c1 & -c1 & 0 & 0 & 0 \\ -c1 & c1 + c2 + c3 & -c2 & -c3 & a(c3 - c2) \\ 0 & -c2 & c2 & 0 & ac2 \\ 0 & -c3 & 0 & c3 & -ac3 \\ 0 & a(c2 - c3) & -ac2 & ac3 & -a^2(c2 + c3) \end{bmatrix} \quad (11)$$

外力 $F$ :

$$F = \begin{bmatrix} q_f & 0 \\ 0 & q_r \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (12)$$

其中,  $q_f$ -路面对前轮的输入;

$q_r$ -路面对后轮的输入。

将求出的刚度矩阵 $K$ 、质量矩阵 $M$ 、阻尼矩阵 $C$ 和外力 $F$ 带入式(8), 并整理得方程组:

$$\begin{cases} \dot{z}_1 = \frac{k_1}{m_1}(z_2 - z_1) + \frac{c_1}{m_1}(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \\ \ddot{z}_2 = \frac{k_1}{m_2}(z_1 - z_2) + \frac{k_2}{m_2}(z_3 - z_2) + \frac{k_3}{m_2}(z_4 - z_2) + \frac{c_1}{m_2}(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + \frac{c_2}{m_2}(\dot{z}_3 - \dot{z}_2) + \frac{c_3}{m_2}(\dot{z}_4 - \dot{z}_2) - \frac{k_3 - k_2}{m_2}a\theta - \frac{c_3 - c_2}{m_2}a\dot{\theta} \\ \ddot{z}_3 = \frac{k_2}{m_3}(z_2 - z_3) - \frac{k_4}{m_3}z_3 + \frac{c_2}{m_3}(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) - \frac{k_2}{m_3}a\theta - \frac{c_2}{m_3}a\dot{\theta} + \frac{k_4}{m_3}q_f \\ \ddot{z}_4 = \frac{k_3}{m_4}(z_2 - z_4) - \frac{k_5}{m_4}z_4 + \frac{c_3}{m_4}(\dot{z}_2 - \dot{z}_4) + \frac{k_3}{m_4}a\theta + \frac{c_3}{m_4}a\dot{\theta} + \frac{k_5}{m_4}q_r \\ \ddot{\theta} = \frac{ak_2}{J}(z_3 - z_2) + \frac{ak_3}{J}(z_2 - z_4) + \frac{ac_2}{J}(\dot{z}_3 - \dot{z}_2) + \frac{ac_3}{J}(\dot{z}_2 - \dot{z}_4) + \frac{a^2}{J}(k_2 + k_3)\theta + \frac{a^2}{J}(c_2 + c_3)\dot{\theta} \end{cases} \quad (13)$$

## 2.3 基于 MATLAB/Simulink 的平顺性仿真及分析

由于中国大部分路面的等级是 B、C 级, 且在日常通勤中是以 30Km/h 及 60Km/h 行驶, 所以本次研究将会以以下四种情况展开。

当电动车以 30Km/h 的时速在 B 级路面行驶时, 电动车座椅垂向加速度曲线如图 3 所示:

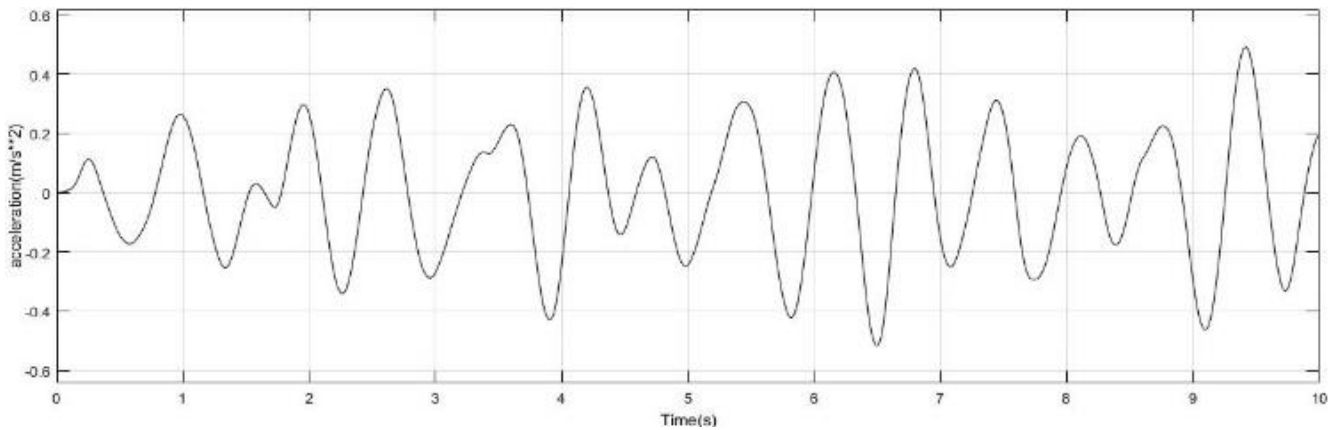


图 3 B 级路面 30Km/h 电动车座椅垂向加速度曲线图

当电动车以 60Km/h 的时速在 B 级路面行驶时, 电动车座椅垂向加速度曲线如图 4 所示:

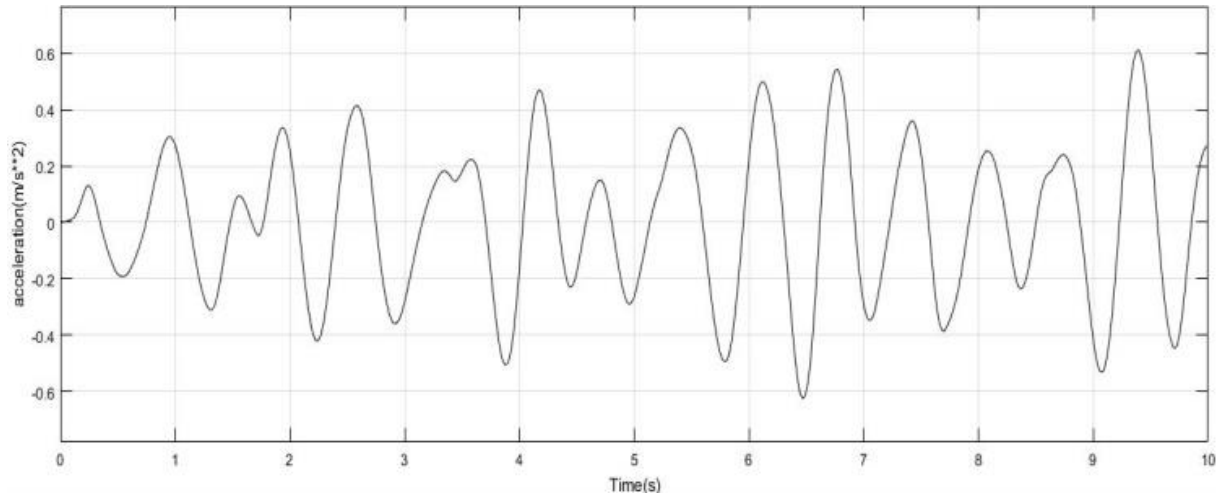


图 4 B 级路面 60Km/h 电动车座椅垂向加速度曲线图

当电动车以 30Km/h 的时速在 C 级路面行驶时, 电动车座椅垂向加速度曲线如图 5 所示:

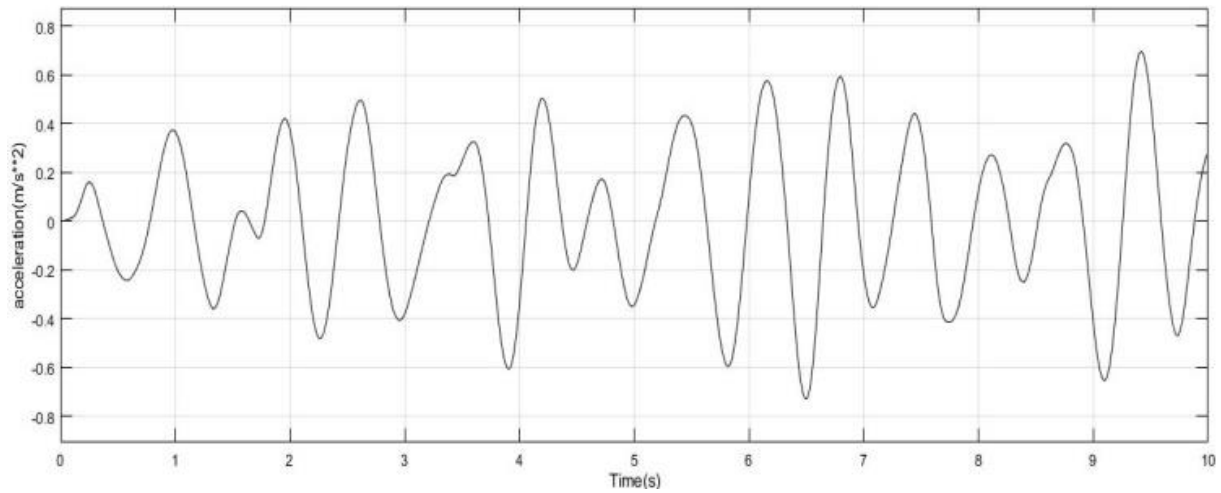


图 5 C 级路面 30Km/h 电动车座椅垂向加速度曲线图

当电动车以 60Km/h 的时速在 C 级路面行驶时, 电动车座椅垂向加速度曲线如图 6 所示:

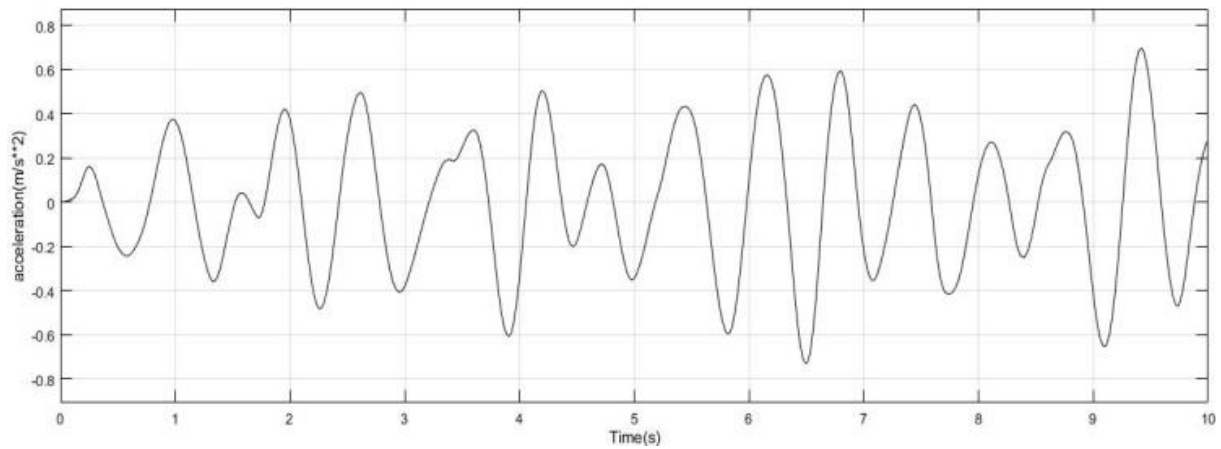


图 6 C 级路面 60Km/h 电动车座椅垂向加速度曲线图

根据以上四幅图, 对比图 3 和图 4、图 5 和图 6, 可以看出在同等级路面上, 随着车速增加, 座椅的加速度幅值增大。同样地, 对比图 3 和图 5、图 4 和图 6, 可以观察到在相同车速下, 随着路面等级的提高, 座椅的加速度幅值也增加。通过计算, 图 3 至图 6 的加速度均方根值分别为:  $0.2183\text{m/s}^2$ ;  $0.265\text{m/s}^2$ ;  $0.309\text{m/s}^2$ ;  $0.3748\text{m/s}^2$ 。将这些值与表 1 进行对比, 可以得出以下结论: 当该车辆以  $60\text{Km/h}$  的速度行驶在 C 级路面上时, 其加速度的均方根值大于  $0.315\text{m/s}^2$ , 但小于  $0.5\text{m/s}^2$ , 此时乘坐者可能会感到有些不舒服。

### 3 基于 Adams 和 Simulink 联合仿真

#### 3.1 联合仿真模型的建立

根据图 2 在 Adams 内建立人-电动车五自由度耦合振动运动学模型, 如图 7 所示。

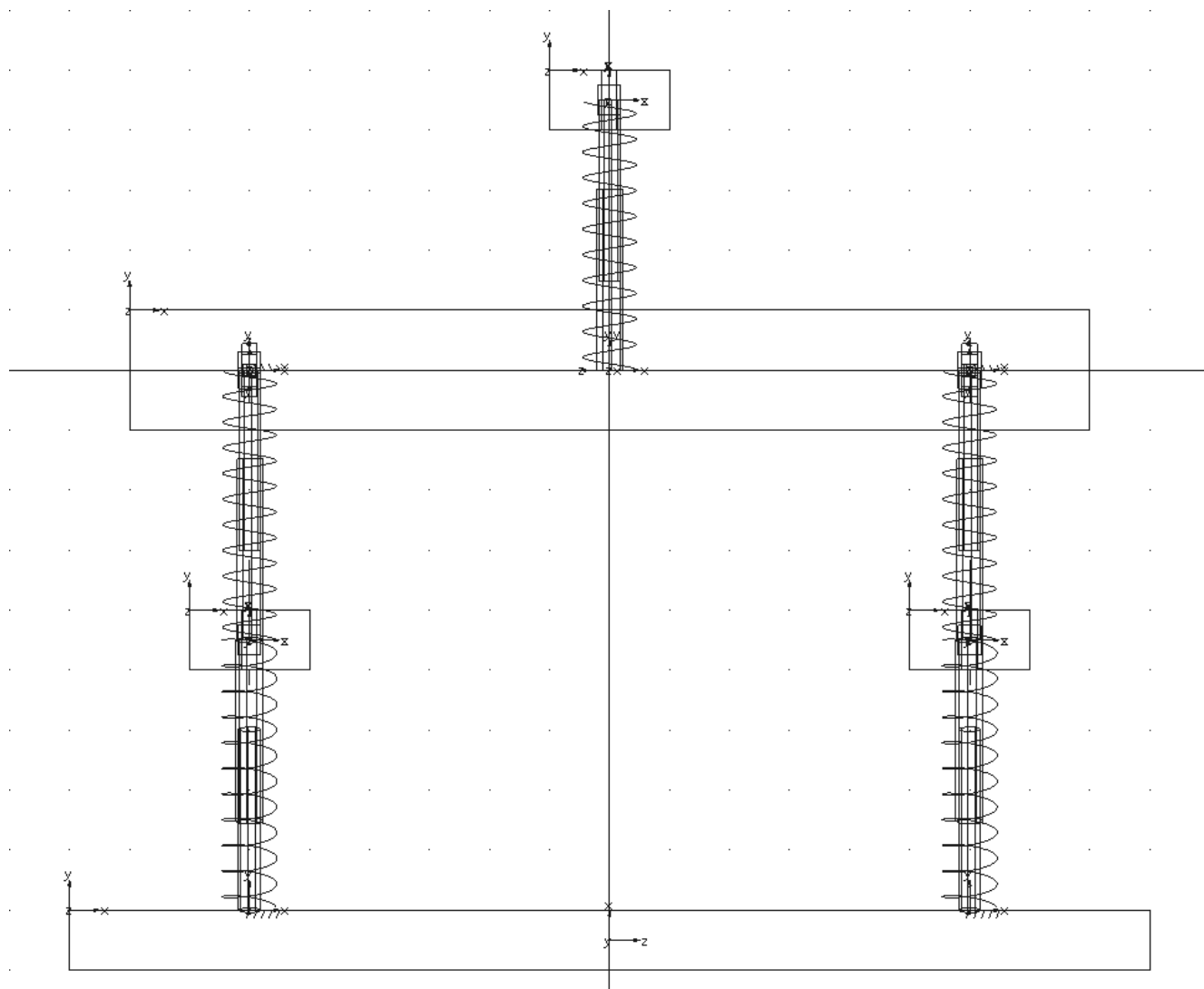


图 7 在 Adams 内搭建的运动学模型图

确定需要在 Simulink 中输入和输出的信号, 包括前轮和后轮的路面不平度输入以及座椅加速度输出。在 Adams 中创建相应的测量函数来测量这些信号, 并创建状态变量来定义微分方程。然后, 将测量函数分配给相应的输出和输入信号的状态变量, 这些状态变量将作为 Simulink 的输入和输出接口。接下来, 将该模型通过 Adams Controls 模块导出到 MATLAB 软件[13, 14]。

使用 MATLAB/Simulink 打开导出的模型, 如图 8 所示, 左侧是两个输入接口, 右侧是一个输出接口。将之前创建的路面不平度模型导入并连接到输入接口, 完成联合仿真的建模, 如图 9 所示。

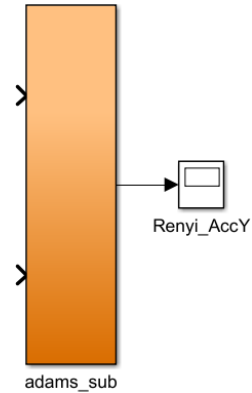


图 8 Simulink 中 Adams 的封装模型

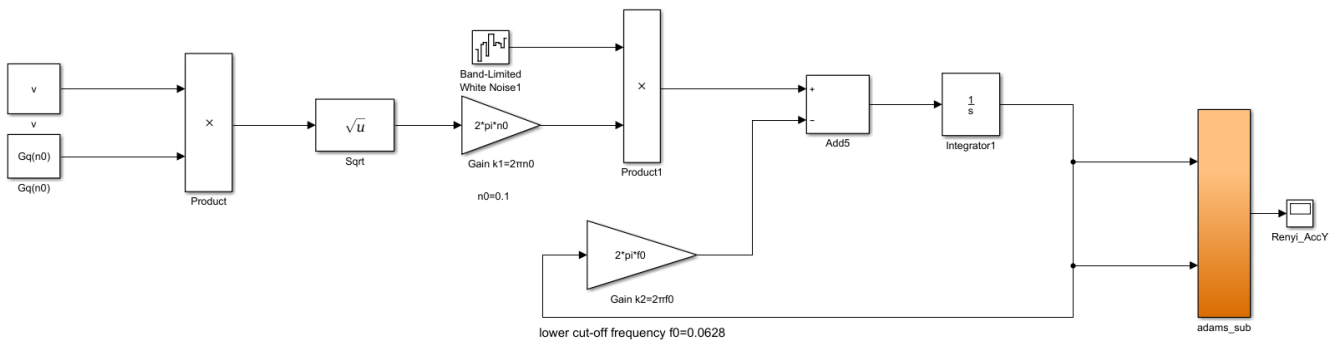


图 9 Adams 和 Simulink 的联合仿真模型

### 3.2 基于 Adams 和 Simulink 的五自由度耦合模型平顺性联合仿真及分析

联合仿真分析也将会以车辆在 B、C 级路面分别以 30km/h 和 60km/h 行驶速度作为基本条件。当电动车以 30Km/h 的时速在 B 级路面行驶时, 电动车座椅垂向加速度曲线如图 10 所示:

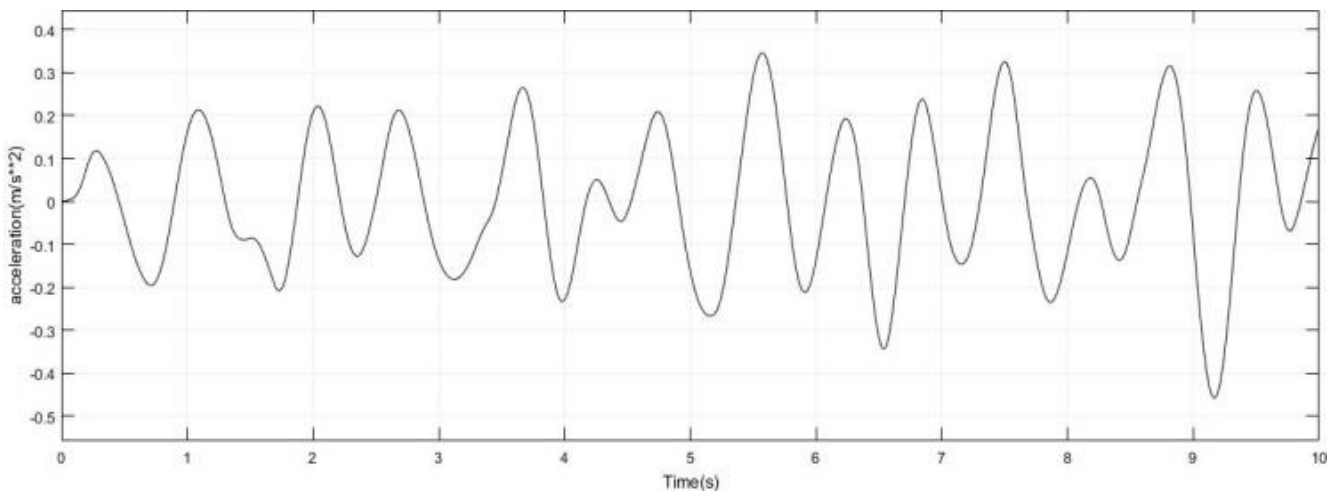


图 10 B 级路面 30Km/h 电动车座椅垂向加速度曲线图

当电动车以 60Km/h 的时速在 B 级路面行驶时, 电动车座椅垂向加速度曲线如图 11 所示:

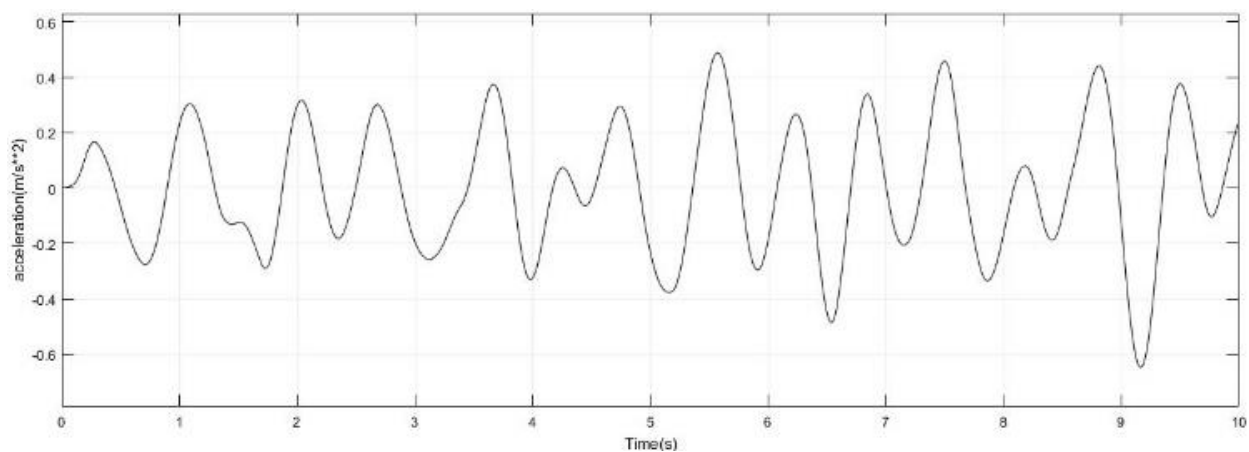


图 11 B 级路面 60Km/h 电动车垂向座椅加速度曲线图

当电动车以 30Km/h 的时速在 C 级路面行驶时，电动车座椅垂向加速度曲线如图 12 所示：

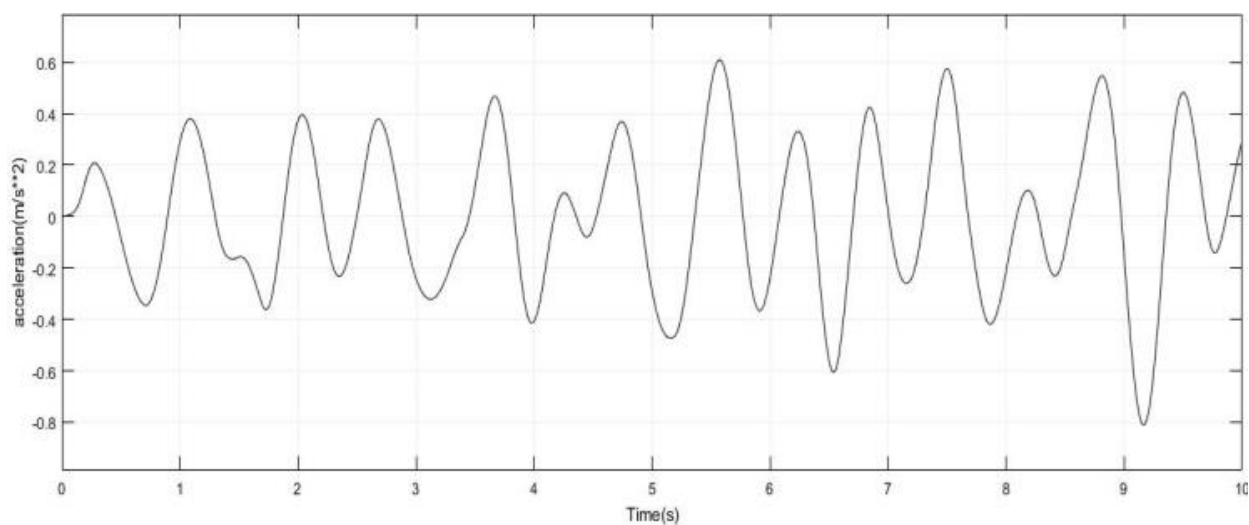


图 12 C 级路面 30Km/h 电动车座椅垂向加速度曲线图

当电动车以 60Km/h 的时速在 C 级路面行驶时，电动车座椅垂向加速度曲线如图 13 所示：

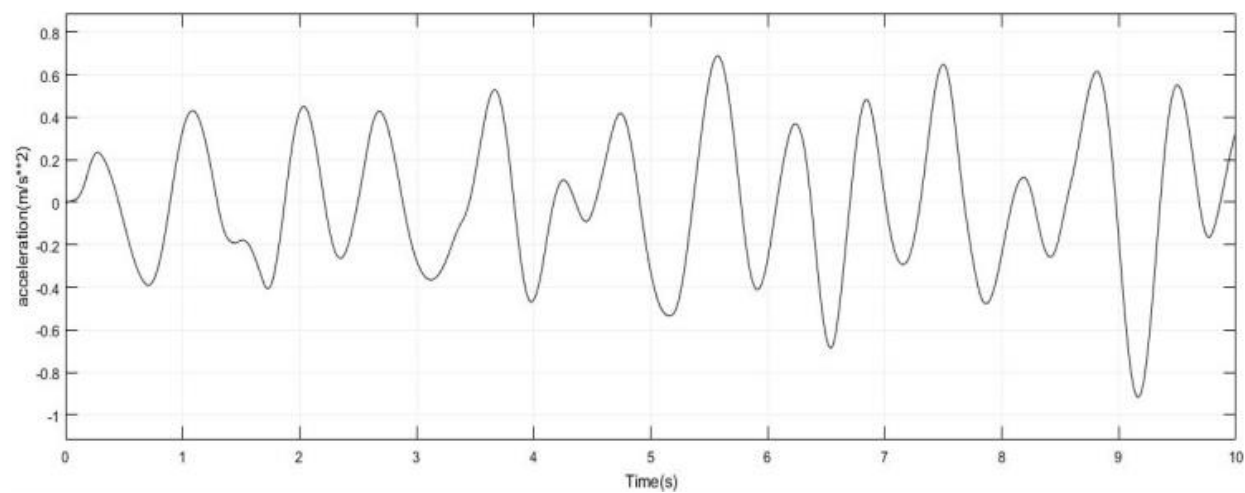


图 13 C 级路面 60Km/h 电动车座椅垂向加速度曲线图

根据以上四幅图,对比图 10 和图 11、图 12 和图 13,可以看出在同等级路面上,随着车速增加,座椅的加速度幅值增大。同样地,对比图 10 和图 12、图 11 和图 13,可以观察到在相同车速下,随着路面等级的提高,座椅的加速度幅值也增加。通过计算,图 10 至图 13 的加速度均方根值分别为:  $0.2064\text{m/s}^2$ ;  $0.253\text{m/s}^2$ ;  $0.2918\text{m/s}^2$ ;  $0.3598\text{m/s}^2$ 。这些值与单独在 MATLAB/Simulink 中进行仿真得到的结果相差不大,主要差异在于所采用的求解器。第 2 章中在 MATLAB/Simulink 中进行的独立仿真使用了 MATLAB 的求解器,而联合仿真则使用了 Adams 的求解器,尽管模型是导入到 MATLAB 中的。将得到的均方根值与表 1 进行对比,可以得出以下结论:当该车辆以  $60\text{Km/h}$  的速度行驶在 C 级路面上时,其加速度的均方根值大

于  $0.315\text{m/s}^2$ ,但小于  $0.5\text{m/s}^2$ ,此时人体会感觉到有点不舒适。

## 4 基于 Adams 的参数优化分析

### 4.1 基于 Adams 的参数优化模型建立

本文的参数优化是基于 Adams 软件完成的,首先需要解决路面不平度的输入问题。在第 2 章中,通过在 MATLAB/Simulink 中使用滤波白噪音创建了路面不平度的输入信号,在这里,可以利用该输入信号来解决在 Adams 中的路面不平度输入。在 MATLAB/Simulink 中,使用模块库中的 "To Workspace" 模块来采集滤波白噪音生成的数据,如图 14 所示。

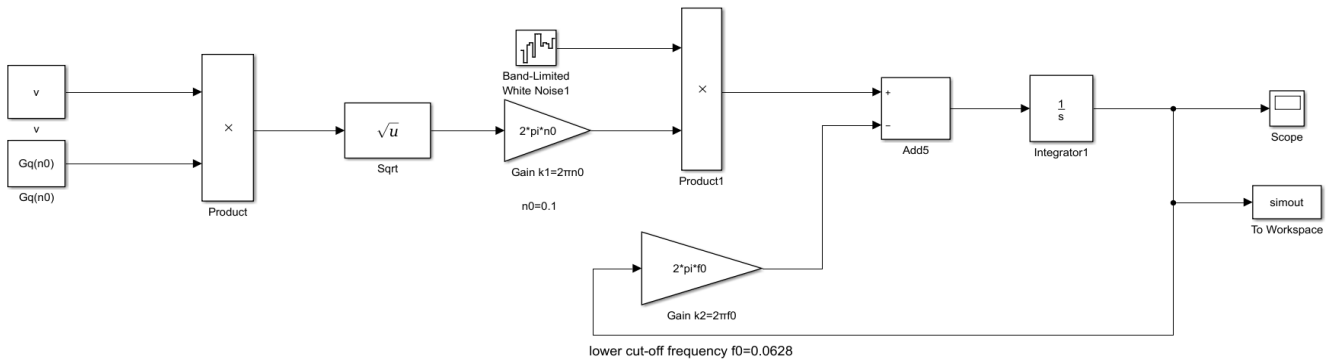


图 14 “To Workspace”模块采集路面不平度输入

运行该模型后,将在 MATLAB 工作区内生成一个名为 "simout" 的变量,该变量包含两列数据,一列是时间,另一列是路面不平度的输出结果。将得到的数据使用 Adams 内置的 AKISPL 函数进行多项式拟合,以还原路面不平度的输入信号。本文需要评估的数据是电动车垂向加速度,在优化过程中,我们的目标是将该加速度的绝对值优化为较小的数值,优化变量是座椅和车身悬架之间的刚度和阻尼。

### 4.2 参数优化分析

根据第 2、3 章的分析,得到了车辆在 C 级路面以  $60\text{Km/h}$  的速度行驶时,会出现感到不舒适,所以本次参数优化分析将以车辆在 C 级路面以  $60\text{Km/h}$  行驶速度为条件进行优化分析。

通过使用 Adams 设计评价工具[15],得出了如图 15 所示的座椅加速度曲线图。从图中可以看出,设计

评价工具对该模型进行了 3 次优化,其中第二次和第三次的数值误差在  $10^{-5}$  范围内。在图中, "Iter\_0" 曲线代表未优化的结果,其加速度均方根值为  $0.385252\text{m/s}^2$ ,这个值大于  $0.315\text{m/s}^2$ ,会让人感到有些不舒服; "Iter\_1" 曲线代表第一次优化的结果,其加速度均方根值为  $0.254992\text{m/s}^2$ ,与初始值相比相差了  $0.13026$ ,而且已经达到了人们感觉舒适的水平; "Iter\_2" 曲线代表第二次优化的结果,其加速度均方根值为  $0.238672\text{m/s}^2$ ,与第一次优化结果相差了  $0.01632$ ; "Iter\_3" 曲线代表第三次优化的结果,其加速度均方根值为  $0.238669\text{m/s}^2$ ,与第二次优化结果相差了  $0.000003$ ,已经达到了优化误差的允许范围。通过优化,使得车辆在 C 级路面以  $60\text{Km/h}$  的速度行驶时的加速度均方根值与车辆在 B 级路面以  $30\text{Km/h}$  的速度行驶时的加速度均方根值接近,表明优化效果非常好。

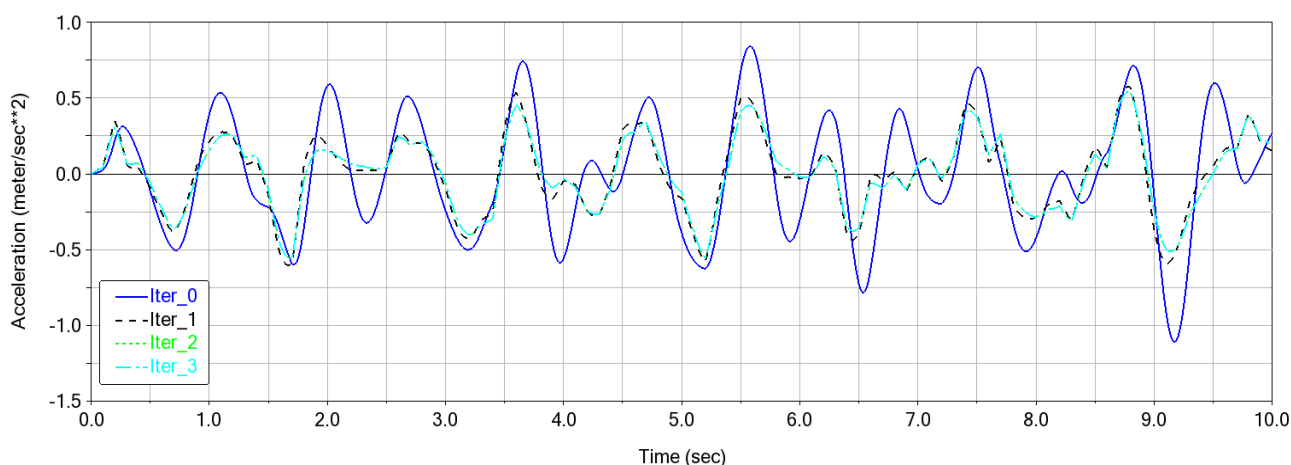


图 15 Adams 中的优化曲线图

## 5 结论

本文的主要研究内容是电动车在路面行驶时垂直方向的振动问题, 并对乘坐者的舒适度进行评估。首先建立了基于二分之一车辆的车辆-路面五自由度振动系统的运动学模型和微分振动方程。该模型不仅在 MATLAB/Simulink 软件中进行了单独仿真, 还在 Adams 软件和 MATLAB/Simulink 软件的联合环境下进行了联合仿真, 并对仿真结果进行了乘客舒适度的评估。最后, 在 Adams 软件中对座椅和车辆悬架之间的刚度和阻尼参数进行了优化分析, 优化后的结果为  $0.23867\text{m/s}^2$ , 与优化前相比, 数值下降了 0.14685, 这个数值可以使乘客感到舒适, 达到了预期的目标。

## 参考文献

- [1] 胡凯, 黄东方, 王变变. 电动车的驱动模式和发展趋势 [J]. 时代汽车, 2021(12): 93-94.
- [2] 郭应时, 苏彦奇, 付锐, 袁伟. 换道操作对乘客舒适性的影响研究 [J/OL]. 中国公路学报: 1-16 [2022-03-29].
- [3] GB/T 13441. 1-2007, 机械振动与冲击 人体暴露于全身振动的评价第 1 部分: 一般要求 [S].
- [4] 檀润华, 陈鹰, 路甬祥. 路面对汽车激励的时域模型建立及计算机仿真 [J]. 中国公路学报, 1998, (03): 98-104.
- [5] 李争鹏. 基于 ADAMS 和 Simulink 的商用车座椅悬架仿真分析 [D]. 辽宁工业大学, 2019.
- [6] GB/T 7031-2005, 机械振动 道路路面谱测量数据报告 [S].
- [7] 赵旗, 王培德, 罗兰, 李杰. 路面激励 Simulink 模型的建立及其应用 [J]. 科学技术与工程, 2018, 18(01): 128-132.
- [8] 赵斌, 董浩, 黄波, 张建. 白噪声路面不平度时域模型的建立与仿真 [J]. 汽车实用技术, 2019, (03): 89-90+115.
- [9] 倪晋尚, 阮米庆. 车辆的平顺性优化及仿真实验 [J]. 现代机械, 2006 (2): 8-10.
- [10] 解文辰, 李震, 时培成. 五自由度人-车-路耦合模型振动分析 [J]. 井冈山大学学报 (自然科学版), 2014, 35(03): 75-80+92.
- [11] 严世榕. 影响汽车振动特性的几个参数研究 [J]. 机械强度, 2006(S1): 22-25.
- [12] 姜鹏. 汽车悬架系统的仿真分析与参数优化设计 [D]. 杭州: 浙江大学, 2006.
- [13] 郭爽, 胡晓兵, 张雪健. 基于 Matlab 与 ADAMS 的坡口切割机器人联合仿真研究 [J]. 起重运输机械, 2022, No. 603(07): 37-44.
- [14] 高志远, 杨斌, 胡雨沫. 基于 Adams 和 Matlab 二自由度系统振动的仿真分析研究 [J]. 化学工程与装备, 2017.
- [15] 徐宁. 基于人-椅-车模型的舒适性评价及座椅参数优化 [D]. 青岛大学, 2019.

## 作者简介

### 徐芳

1970 年生, 硕士. 研究方向为系统动力学与供应链优化.

E-mail: xufang@sctu.edu.cn

### 李卓然

2000 年生, 硕士. 研究方向为交通信息工程及控制.

E-mail: ace-lee7@qq.com

### 蒋朝哲

1968 年生, 博士, 博士生导师. 研究方向为人机耦合动力学, 先进制造与过程控制.

E-mail: jiangchaozhe@swjtu.cn

### 陈子渊

2004 年生. 研究方向为空间信息与数字技术.

E-mail: 1470255170@qq.com