

基于Simulink对轮式装载机行驶平顺性的研究

石鹏飞*, 李浩, 方甫, 巫成真, 司爱国#

华北水利水电大学机械学院, 河南 郑州

Email: #siaiguo@ncwu.edu.cn

收稿日期: 2021年5月20日; 录用日期: 2021年6月21日; 发布日期: 2021年6月29日

摘要

为解决轮式装载机行驶平顺性问题, 提出了一种行驶稳定减振策略, 分别建立了加入行驶稳定系统前后的整机动力学模型, 利用Matalab/Simulink软件搭建了E级工程路面及二自由度车辆振动模型, 进行装载机行驶平顺性仿真分析, 结果表明行驶稳定系统的刚度具有非线性输出特性, 影响减振系统刚度的参数有初始充气压力、初始充气容积和等效负载, 分析了加行驶稳定系统后的装载机对整机减振性能的影响, 以垂直加速度为评价指标, 装载机在加行驶稳定系统后, 振动幅值降低, 振动衰减快, 在单位阶跃信号激励下振动幅值降低了48.96%, 振动衰减时间快; 在E级工程路面上垂直加速度均方根降低了56.53%, 峰值降低了48.55%。

关键词

行驶稳定系统, 刚度, 垂直加速度均方根, E级工程路面

Research on Ride Comfort of Wheel Loader Based on Simulink

Pengfei Shi*, Hao Li, Fu Fang, Chengzhen Wu, Aiguo Si#

School of Mechanical Engineering, North China University of Water Resources and Electric Power, Zhengzhou Henan

Email: #siaiguo@ncwu.edu.cn

Received: May 20th, 2021; accepted: Jun. 21st, 2021; published: Jun. 29th, 2021

Abstract

In order to solve the riding comfort problem of wheel loader, a strategy of driving stability and vi-

*第一作者。

#通讯作者。

bration reduction was proposed. The dynamics models of the whole machine before and after adding the driving stability system were established respectively. The stiffness characteristics and vibration reduction performance of the system with driving stability were analyzed by Matlab/Simulink software. The results show that the stiffness of the driving stability system is nonlinear, and the parameters that affect the stiffness of the vibration damping system include initial charging pressure and initial charging volume. After the loader adds the driving stability system, the vibration amplitude decreases and the vibration attenuation is fast. Under the excitation of unit step signal, the vibration amplitude decreases by 48.96% and the vibration attenuation time is fast. The root mean square of vertical acceleration decreases by 56.53% and the peak value decreases by 48.55% on the road surface of Class E engineering.

Keywords

Single Oil Damper, Ride Stability System, Stiffness, RMS of Vertical Acceleration, Unit Step Signal, Class E Engineering Pavemen

Copyright © 2021 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

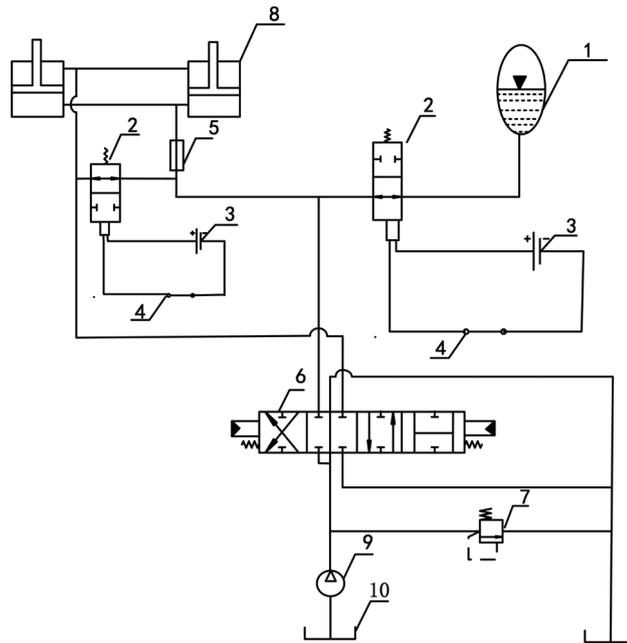
装载机作为一种土石方机械，它的工作条件比较恶劣，行驶过程中路况复杂且路面质量较差，轮式装载机在受到不平路面的激励时机体会产生明显振动冲击[1]，就会出现装载机行驶中的“点头”现象，严重时整车会产生前后俯仰运动，导致物料的洒落和危害驾驶员健康，为了避免潜在的人类健康危害，必须对建筑车辆进行振动控制[2] [3]。

传统的车辆油气弹簧安装在车架和车桥之间，目的是减小整车振动，油气弹簧由氮气缸、浮动活塞、压缩阀、伸张阀、缸体等部分组成，以油液来传递压力，在缸体内活塞杆及其组件做往复运动，浮动活塞在活塞杆内做往复运动。[4] [5] [6]但在轮式装载机中，车辆行驶在不同等级的路面上，由于路面颠簸起伏的激励，装载机主要受到工作装置对前车架的冲击载荷和振动[7] [8]。

2. 行驶稳定减振系统刚度

轮式装载机行驶稳定系统介绍

装载机行驶稳定装置将油气悬挂技术应用于轮式装载机工作装置和前车架之间，采用蓄能器和举升油缸连接以便吸收和减小液压油缸的压力波动[9]。油气悬挂技术有效的解决了装载机行走中震动幅度大、点头的问题，提高了驾驶员操作舒适性[10]。目前油气悬挂技术的发展主要经历三个阶段：被动式行驶稳定减振系统、半主动行驶稳定减振系统、主动控制式行驶稳定减振系统[11] [12] [13] [14]。如图 1 所示行驶稳定系统原理装载机受到不平路面激励时，前车架受到工作装置冲击载荷和振动的不良影响，动臂举升油缸的有杆腔和无杆腔连通，油液通过节流阀在动臂举升油缸和蓄能器之间往复流动，通过弹性元件蓄能器来吸收振动和冲击，油阻尼器将动能转化为内能散发，蓄能器和油阻尼器的双重作用下，从而有效降低工作装置对前车架的振动和冲击。把图 1 简化为一个往复的制冷循环，直接接触式制冰循环系统简化模型如下图 2。



1 蓄能器、2 二位二通电磁换向阀、3 电源、4 开关、5 油阻尼器、6 液控装载机动臂多路阀、7 溢流阀、8 动臂举升油缸、9 油泵、10 液压油箱

Figure 1. Block diagram of driving stability system
图 1. 行驶稳定系统框图

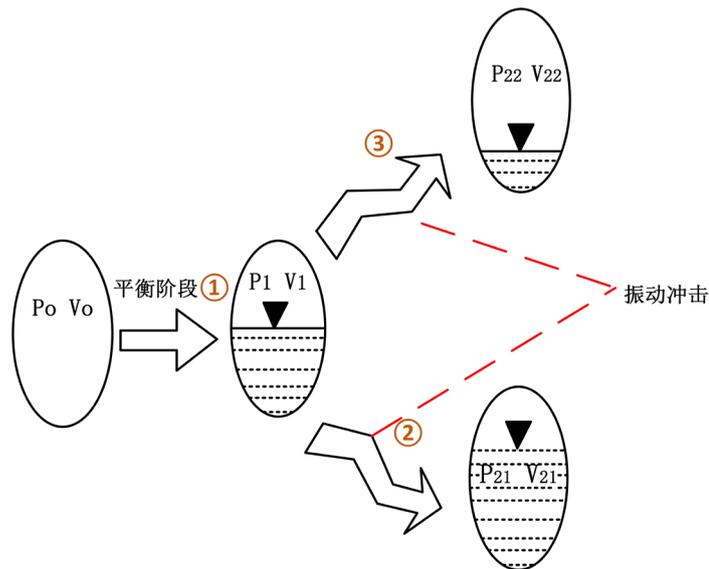


Figure 2. Accumulator charging volume and oil pressure change
图 2. 蓄能器充气体积和油压变化

3. 行驶稳定减振系统刚度特性

行驶稳定系统中的弹性元件蓄能器用氮气代替理想气体，蓄能器在不同的工作状态下，充气体积和充气压力变化不同[15]。分析之前对模型简化：油液的质量忽略不计，油液为理想油液，油液不可压缩而且各部分油液密度都一样，行驶稳定系统密封可靠，无泄漏，整个工作装置无弹性变形[16]。

波义尔定律:

$$P_0V_0^r = P_1V_1^r = P_2V_2^r = C \quad (1)$$

式中: r 为气体多变指数。

如图 2 所示行驶稳定减振系统起作用之前的初始油压 P_0 和充气容积 V_0 , 蓄能器里无液压油; 在行驶稳定减振系统起作用时但没有受到路面激励和外部载荷振动冲击时, 蓄能器在受到预加载荷 F_1 的作用达到充液平衡状态(装载机动臂举升油缸活塞杆负载 F_1 和蓄能器油压 P_1), 由 $P_0 \rightarrow P_1$, $V_0 \rightarrow V_1$, 此过程等温过程, 气体多变指数 r 取 1.0;

$$P_0V_0 = P_1V_1 \quad (2)$$

$$F_1 = 2S_1P_1 \quad (3)$$

式中: S_1 动臂举升油缸无杆腔横截面积。

F_1 预加载荷力(等于工作装置重力引起动臂举升油缸无杆腔等效压力)。

当装载机在行驶过程中由不平路面激励受到振动冲击, $P_1 \rightarrow P_2$ 动臂举升油缸活塞杆在缸筒做往复运动, 此时活塞杆处于快速运动状态, 此过程按绝热状态计算, 气体多变指数 r 取 1.4 ②过程为活塞杆拉伸, 蓄能器向无杆腔供油③过程为活塞杆收缩, 无杆腔中的油回流进入蓄能器, $P_{22} < P_1 < P_{21}$ 。

$$P_1V_1^{1.4} = P_2V_2^{1.4} \quad (4)$$

$$F_2 = 2S_1P_2 \quad (5)$$

式中: F_2 受振动冲击阶段弹性力。

油压 $P_1 \rightarrow P_2$ 时, 蓄能器充气体积的变换量为 Δ 。

$$\Delta = V_2 - V_1 \quad (6)$$

$$\Delta V = \int Q dt = \int 2S_1 \Delta X dt = 2S_1 X \quad (7)$$

式中: Q 为举升油缸无杆腔和有杆腔流量差; X 为举升油缸活塞杆移动的距离。

(1) (2) (3) (4) (5) (6) (7) 联合求解得, 消去 $P_1 P_2$ 。

弹性力

$$F_2 = F_1 \times \left(\frac{P_0 V_0 - F_1 X}{P_0 V_0} \right)^{-1.4} \quad (8)$$

刚度

$$K = \frac{1.4 F_1^2}{P_0 V_0} \times \left(\frac{P_0 V_0 - F_1 X}{P_0 V_0} \right)^{-2.4} \quad (9)$$

3.1 参数选择

蓄能器在不同的工作状态下, 其气体压力和体积的变化是不同的, 以 ZL50 装载机为例, 根据 ZL50 装载机前车架位置的可用空间的大小, 考虑被选的单个蓄能器的容积为 0.63 L 和 1.6 L。空载工况, 蓄能器的充气压力为 1 mpa 和 5 mpa。满载工况下, 蓄能器的初始充气压力为 2 mpa 和充气压力为 7.5 mpa

根据力矩平衡方程: $\sum M(F) = 0$

$$G_1 L_x = G_M L_y \quad (10)$$

$$F_1 L_z = G_1 L_x \quad (11)$$

式中： G_1 为动臂下铰点的当量重力， G_M 为工作装置的总重力， L_X 为工作装置重心到动臂上铰点的水平距离， L_Y 为动臂上下铰点的水平距离， L_Z 为动臂上铰点 G 到动臂举升油缸的垂直距离

$$P = \frac{2F_1}{\pi D^2} \tag{12}$$

P 为装载机静止不动动臂油缸无杆腔的平衡压力， D 为无杆腔的直径，160 mm，

式中：动臂上铰点 G 到动臂举升油缸的垂直距离 L_Z 。

空载时， $G_M = 2957$ kg， $L_X = 2315$ mm， $L_Y = 2033$ mm 由(10) (11) (12)得平衡压力 $P_1 = 2.4708$ Mpa， $F_1 = 99306.4$ N。

满载时， $G_M = 7957$ kg， $L_X = 2315$ mm， $L_Y = 2083$ mm 由(10) (11) (12)得平衡压力 $P_1 = 7.7933$ Mpa， $F_1 = 313228.314$ N。

通过 MATALAB/SIMULINK 刚度特性仿真，输入为频率为 2 HZ，幅值为 0.08 的正弦波来代替动臂举升油缸活塞杆移动的距离，输出为行驶稳定系统刚度(如图 3)。

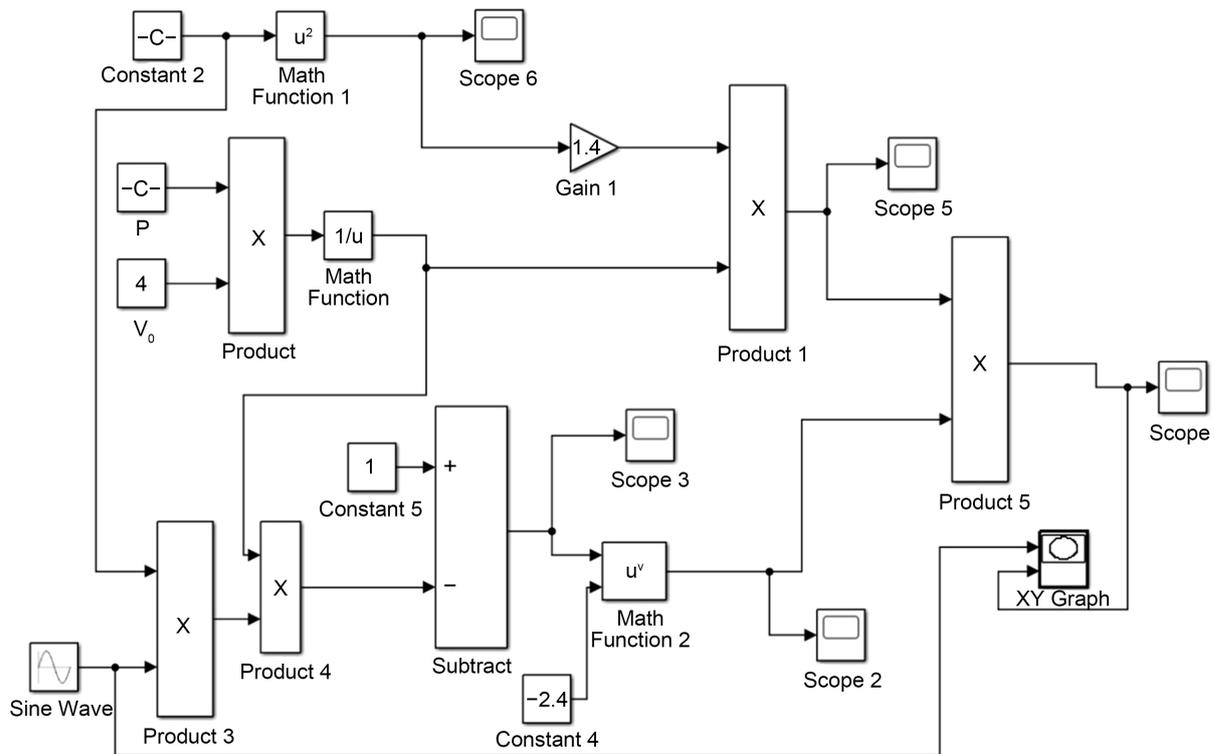


Figure 3. The influence of evaporating temperature on the coefficient of refrigeration
图 3. Matalab/Simulink stiffness system simulation diagram

由图 4 和图 5 可知，装载机刚度曲线有明显的非线性特性，动臂举升油缸活塞杆在拉伸时，明显缓慢减小，动臂举升油缸活塞杆在压缩时，刚度明显快速增加，满载工况和空载空旷对比时，满载空旷行驶稳定系统刚度明显整体变大，其分析意义在于，当装载机行驶在较差的路面，行驶稳定系统接收到位移激励信号，减振缸振动大，位移变化大，行驶稳定系统的刚度快速增加，刚度变化大使装载机保持良好的行驶稳定性；当装载机行驶在较好的路面，减振缸振动小，位移变化小，行驶稳定系统的刚度变化也较小。

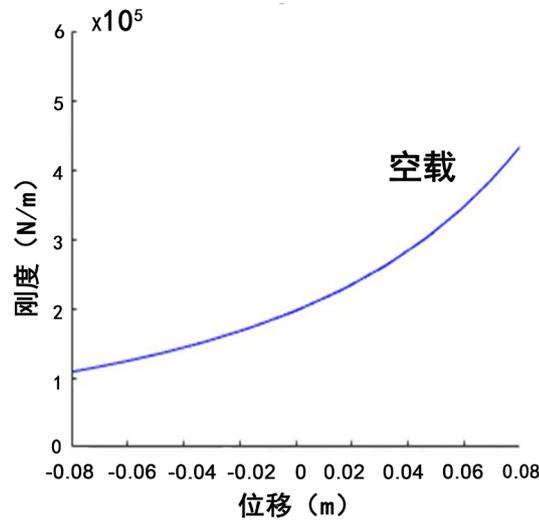


Figure 4. Full load stiffness curve
图 4. 满载刚度曲线

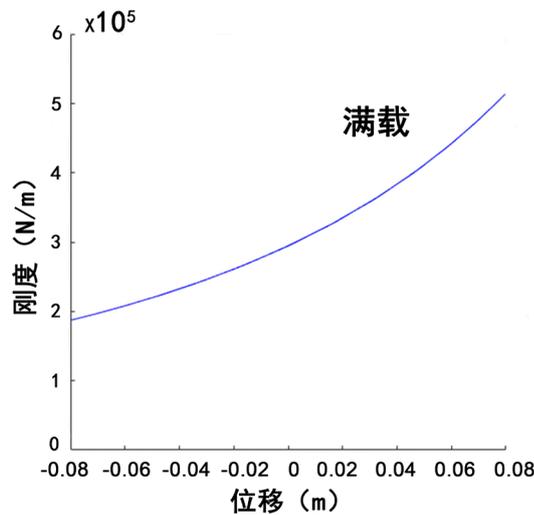


Figure 5. No-load stiffness curve
图 5. 空载刚度曲线

3. 随机路面模型的建立

路面的复杂不平影响着轮式装载机的行驶平顺性，通常利用路面功率谱密度来代替振动输入的路面不平度，根据国家标准 GB/T 7031-2005 (机械振动道路路面谱测量数据报告)，路面功率谱密度 $G_q(n)$ 用以下的拟合式[17]:

$$G_q(n) = G_q(n_0) \left(\frac{n}{n_0} \right)^{-w} \quad (13)$$

式中:

w 为频率指数，代表路面功率谱密度的频率结构， $G_q(n_0)$ 为空间频率 n_0 状态的功率谱密度值，又可以称为路面不平系数，单位 m^3 ， n_0 为参考空间频率， n 为空间频率，单位 m^{-1} 。

Table 1. Road roughness grade standard
表 1. 路面不平度等级标准

路面等级	$G_q(n_0)/(10^{-6}m^3)(n_0=0.1m^{-1})$ 几何平均值	$\sigma_q/(10^{-6}m)(0.011m^{-1} < n < 2.83m^{-1})$ 几何平均值
A	16	3.81
B	64	7.61
C	256	15.23
D	1024	30.45
E	4096	60.90
F	16,385	121.80
G	65,536	243.61
H	262,144	487.22

如表 1 所示，路面不平等级代表着不同路况[17] [18]，由 A → H，路况愈来愈差，A 级路面较平缓，包括高速、国道、省道等；B、C 级路面包括土路、碎石、坡度 10°，冰雪覆盖的二级路面；F 级路面含 30 cm 高的石块，25°碎石，50 cm 以下的水坑；G、H 级路面比以上等级更恶劣，风险较高，研究装载机行驶稳定系统时，一般对 C、D、E、F 四个等级进行研究。

利用白噪声法，将一个符合高斯分布的随机白噪声代替路面不平度模型作为输入，低通滤波器当作输出，得出路面时域模型[19]：

$$\dot{q}(t) = -2\pi f_0 q(t) + 2\pi\sqrt{vG_q(n_0)}\omega(t) \tag{14}$$

式中： v 为行驶速度，km/h； $\omega(t)$ 为符合高斯分布的白噪声； f_0 为下截止频率，取 0.023 Hz； $q(t)$ 为路面激励位移，m 取装载机行驶速度为 10 km/h，如图 6 所示，建立 E 级工程路面谱。

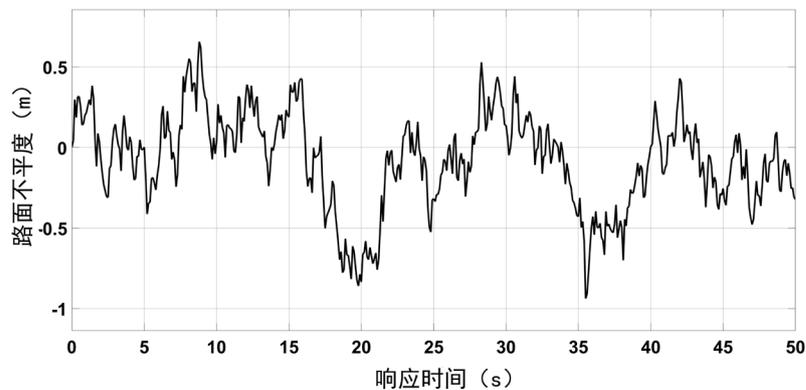


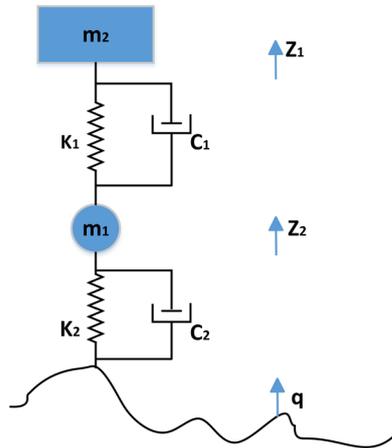
Figure 6. Pavement spectrum of Class E engineering
图 6. E 级工程路面谱

4. 行驶稳定系统动力学模型建模

4.1. 二自由度车辆振动模型建立

在装载机上安装了形势稳定系统后，工作装置，物料和蓄能器等构成了一个新的具有刚度和阻尼的

振动系统。假定装载机沿中间轴线方向左右对称，左右前后轮接收到的路面激励是相同的，对轮式装载机简化，如图7所示，建立二自由度车辆振动模型[20]。



m_1 为车身和车轮的质量； m_2 为工作装置和铲斗的质量； K_1 为行驶稳定系统刚度； C_1 为减振器阻尼系数； K_2 为轮胎刚度； C_2 为轮胎阻尼

Figure 7. Vehicle vibration model with two degrees of freedom
图7. 二自由度车辆振动模型

4.2. 二自由度振动数学模型

根据牛顿第二定律得到二自由度振动动力学方程

$$m_2 \ddot{Z}_1(t) - C_1 [\dot{Z}_2(t) - \dot{Z}_1(t)] - K_1 [Z_2(t) - Z_1(t)] = 0 \quad (15)$$

$$m_1 \ddot{Z}_2(t) + C_1 [\dot{Z}_2(t) - \dot{Z}_1(t)] + C_2 [\dot{Z}_2(t) - \dot{q}(t)] + K_1 [Z_2(t) - Z_1(t)] + K_2 [Z_2(t) - q(t)] = 0 \quad (16)$$

$$x(s) = \ddot{Z}_1(t) \quad (17)$$

对以上(15)(16)(17)进行拉氏变换得

$$m_2 s^2 Z_1(s) - C_1 s [Z_2(s) - Z_1(s)] - K_1 [Z_2(s) - Z_1(s)] = 0$$

$$m_1 s^2 Z_2(s) + C_1 s [Z_2(s) - Z_1(s)] + C_2 s [Z_2(s) - Q(s)] + K_1 [Z_2(s) - Z_1(s)] + K_2 [Z_2(s) - Q(s)] = 0$$

$$x(s) = Z_1 s^2(s)$$

消去 $Z_2(s)$ 得

$$H(s) = \frac{a_4 s^2 + a_3 s^3 + a_2 s^2}{b_4 s^4 + b_3 s^3 + b_2 s^2 + b_1 s + b_0} \quad (18)$$

设 $a_4 = C_1 C_2$, $a_3 = C_1 K_2 + C_2 K_1$, $a_2 = K_1 K_2$, $b_4 = m_1 m_2$, $b_3 = m_1 C_1 + m_2 C_2 + m_2 C_1$,
 $b_2 = m_1 K_1 + C_1 C_2 + m_2 K_2 + m_2 K_1$, $b_1 = C_2 K_1 + C_1 K_2$, $b_0 = K_1 K_2$,
 $b_4 x^{(4)}(t) + b_3 \ddot{x}(t) + b_2 \ddot{x}(t) + b_1 \dot{x}(t) + b_0 x(t) = a_4 q^{(4)}(t) + a_3 \ddot{q}(t) + a_2 \dot{q}(t)$ (19) 不加减振系统的装载机可以简化为一个单自由振动模型

$$m_3 \ddot{Z}_3(t) + C_2 [\dot{Z}_3(t) - \dot{q}(t)] + K_2 [Z_3(t) - q(t)] = 0 \quad (20)$$

$$x(s) = \ddot{Z}_3(t) \quad (21)$$

对(20) (21)进行拉氏变换得到:

$$H(s) = \frac{X(s) \text{输出}}{Q(s) \text{输入}} = \frac{C_2 s^3 + K_2 s^2}{m_3 s^2 + C_2 s + K_2}$$

$$m_3 \ddot{x}(t) + C_2 \dot{x}(t) + K_2 x(t) = C_2 \ddot{q}(t) + K_2 \dot{q}(t) \quad (22)$$

如图 8 所示, 利用 Matlab/Simulink 建立有行驶稳定系统和无行驶稳定系统的仿真模型。

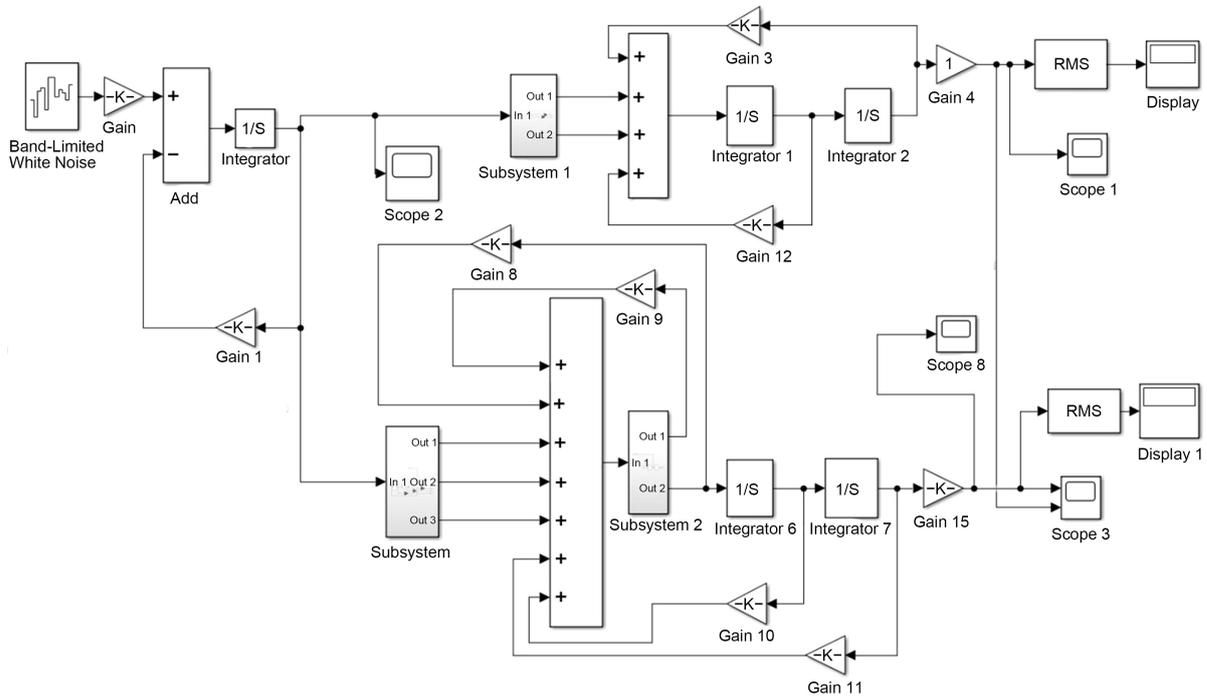


Figure 8. Dynamic simulation block diagram

图 8. 动力学仿真方框图

4.3. 二自由度振动数学模型

轮式装载机的纵向加速度是判定轮式装载机行驶稳定性的重要参数, 动臂上铰点为测试点, 以 ZL50 装载机(满载)为例, 行驶速度为 10 km/h, 仿真时间 100s, 步长 0.01, 分别采用单位阶跃激励和随机路面激励, 如图 9 所示, 通过 SIMULINK 测出工作装置的垂直加速度。

当不加入行驶稳定系统的轮式装载机受到一个阶跃信号激励, 整个装载机振动较明显, 装载机只能依靠轮胎来衰减振动, 振动衰减缓慢且振动持续时间长, 加速度峰值为 3.575 m/s^2 , 当加了行驶稳定系统的装载机在受到同样的单位阶跃信号激励, 行驶稳定性提高, 振动衰减时间快且振动持续时间缩短, 加速度峰值为 1.825 m/s^2 , 振动幅值降低了 48.96%。

由仿真结果可知, 当轮式装载机受到 E 级路面激励, 如图 10 所示, 不加行驶稳定系统的装载机工作装置在受到振动冲击后垂直加速度振幅大, 振动变化剧烈, 加了行驶稳定系统的装载机工作装置垂直加速度呈现较缓慢的振荡, 且加速度峰值有较大的衰减, 下面通过具体的数值来进行比较。加入行驶稳定系统前, 工作装置的垂直加速度均方根为 $R_{A1} = 5.003 \text{ m/s}^2$, 加速度峰值为 6.775 m/s^2 , 加入行驶稳定系统后, 工作装置的垂直加速度均方根为 $R_{A1} = 2.175 \text{ m/s}^2$, 加速度峰值为 3.493 m/s^2 , 由此得出加入形势稳定系统后, 工作装置垂直加速度均方根降低了 56.53%, 峰值降低了 48.55%。

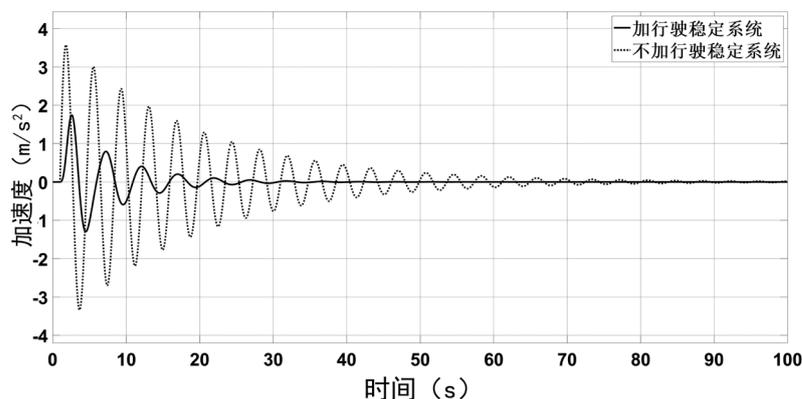


Figure 9. Acceleration response comparison diagram

图 9. 加速度响应对比图

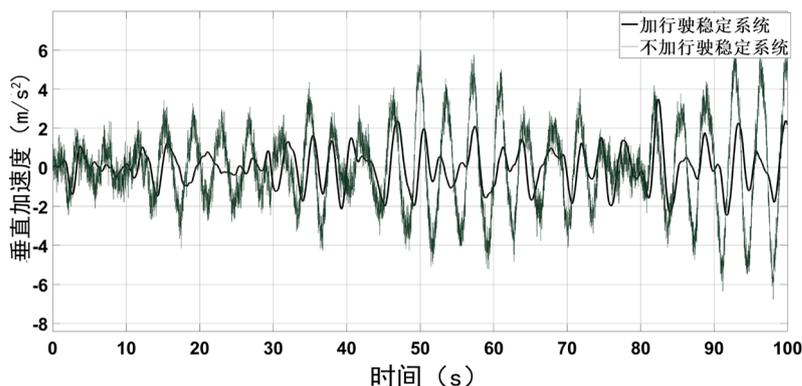


Figure 10. Comparison diagram of pavement acceleration response under class E condition

图 10. E 级工况路面加速度响应对比图

5. 结论

1) 建立了减振系统的非线性刚度动态数学模型, 影响减振系统刚度的参数有初始充气压力、初始容积和等效负载。利用 Simulink 分析了行驶稳定系统的非线性输出刚度特性, 动臂举升油缸活塞杆在拉伸时, 刚度缓慢减小, 动臂举升油缸活塞杆在压缩时, 刚度快速增加。

2) 构建 1/4 车辆模型和 E 级工程路面谱, 应用 Matlab-simulink 软件对数学模型进行仿真, 以垂直加速度为评价指标, 对轮式装载机加行驶稳定系统和不加行驶稳定系统进行对比分析, 装载机在加行驶稳定系统后, 振动幅值降低, 振动衰减快, 装载机的行驶稳定性有了极大的改善。

参考文献

- [1] Lu, J.X., Bi, Q.S., Li, Y.N., et al. (2020) Estimation of Fill Factor for Earth-Moving Machines Based on 3D Point Clouds. *Measurement*, **165**, Article ID: 108114.
- [2] 王苡丞, 邱毅. 车辆座椅减振隔振性能及其人体响应的实验研究[J]. 小型内燃机与车辆技术, 2017, 46(5): 57-59.
- [3] 张征数. 工程车辆行驶稳定系统减振性能分析[J]. 太原理工大学学报, 2013, 44(1): 59-62+80.
- [4] 提艳, 熊新, 李高战, 吴纪军, 郑竹安, 陈洋. 用于工程车辆的油气弹簧悬架的研究综述[J]. 汽车实用技术, 2017(12): 15-17.
- [5] Westhuizen, S.F.V.D. and Els, P.S. (2015) Comparison of Different Gas Models to Calculate the Spring Force of a

- Hydropneumatic Suspension. *Journal of Terramechanics*, **57**, 41-59. <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2014.11.002>
- [6] 董明明, 孟红芹. 油气弹簧刚度和阻尼特性及其影响因素仿真分析[J]. 车辆与动力技术, 2013(2): 47-50.
- [7] 李占龙, 冯慧杰, 孙大刚, 韩斌慧, 张建广, 孙宝. 纵轴式掘进机垂直振动模型及座椅舒适性分析[J]. 煤炭科学技术, 2020, 48(5): 143-148.
- [8] 郑利霞. 装载机工作装置油气减振系统的 Matlab/simulink 仿真及试验数据分析[J]. 科技传播, 2014, 6(18): 177-178+190.
- [9] 司爱国, 王国彪, 徐进永, 郝国强, 刘淑强. 轮式装载机行驶稳定系统开发[J]. 矿山机械, 2004(12): 4-5+27-28.
- [10] 智强, 鞠江, 李华莹. 基于 AMESim 的油气悬挂性能影响因素分析[J]. 机床与液压, 2012, 40(20): 91-93.
- [11] Hamersma, H.A. and Schalk Els, P. (2014) Improving the Braking Performance of a Vehicle with ABS and a Semi-Active Suspension System on a Rough Road. *Journal of Terramechanics*, **56**, 91-101. <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2014.09.004>
- [12] 晁寇发荣, 高亚威, 景强强, 彭先龙, 王星. 基于路面等级自适应的主动悬架 LQG 控制[J]. 振动与冲击, 2020, 39(23): 30-37.
- [13] Wang, S., Lu, Z., Liu, X.H., et al. (2018) Active Control of Hydropneumatic Suspension Parameters of Wheel Loaders Based on Road Condition Identification. *International Journal of Advanced Robotic Systems*, **15**. <https://doi.org/10.1177/1729881418817425>
- [14] Zhang, R., Zhao, L.Y., Qiu, X.J., et al. (2020) A Comprehensive Comparison of the Vehicle Vibration Energy Harvesting Abilities of the Regenerative Shock Absorbers Predicted by the Quarter, Half and Full Vehicle Suspension System Models. *Applied Energy*, **272**, Article ID: 115180.
- [15] 王家宝, 雷步芳. 油气弹簧刚度特性及影响因素分析[J]. 机械工程与自动化, 2016(1): 100-102.
- [16] 张迪. 基于平顺性的矿用车油气悬架系统研究[D]: [硕士学位论文]. 镇江: 江苏大学, 2016.
- [17] 全国机械振动与冲击标准化技术委员会. GB/T 7031-2005. 机械振动道路路面谱测量数据报告[S]. 北京: 中国标准出版, 2006.
- [18] 余志生. 汽车理论[M]. 北京: 机械工业出版社, 2018.
- [19] 么鸣涛, 曹锋, 李勇, 曲劲松, 李丹, 王旭鹏. 基于 MATLAB 的汽车路面不平度重构方法研究[J]. 轻型汽车技术, 2020(Z3): 28-31.
- [20] 吕晓鹏. 某型矿车油气悬架设计及多体动力学仿真分析[D]: [硕士学位论文]. 北京: 北京理工大学, 2015.