

张志峰,刘天宇,刘江飞.基于刚柔耦合的振动压路机试验台减振仿真分析[J].湖南科技大学学报(自然科学版),2025,40(2):43-51.doi:10.13582/j.cnki.1672-9102.2025.02.006

ZHANG Z F, LIU T Y, LIU J F. Simulation of Shock Absorber System of Vibratory Roller Test Stand Based on Rigid-flexible Coupling[J]. Journal of Hunan University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2025, 40(2): 43-51. doi: 10.13582/j.cnki.1672-9102.2025.02.006

# 基于刚柔耦合的振动压路机试验台 减振仿真分析

张志峰<sup>1\*</sup>, 刘天宇<sup>1,2</sup>, 刘江飞<sup>1</sup>

(1. 长安大学 道路施工技术与装备教育部重点实验室, 陕西 西安 710064;

2. 中国电子科技集团公司第二十研究所, 陕西 西安 710068)

**摘要:** 振动压路机在基础压实领域的应用非常广泛, 整车振动性能测试已成为制造过程中提高整机可靠性的必要工序之一。针对采用充气轮胎组的振动压路机整机试验台, 提出一种非充气轮胎组的技术改进方案, 并建立非充气轮胎的动力学仿真模型。结果表明: 与充气压力为 0.2 MPa 的橡胶轮胎相比, 非充气轮胎的径向刚度更小; 在高幅和低幅 2 种工况下, 非充气轮胎能够显著提升试验台的减振性能, 并能避免橡胶轮胎充气压力不一致导致的减振性能下降的问题。所得结果可为振动压路机试验台的技术优化提供理论依据。

**关键词:** 压路机试验台; 减振; 非充气轮胎; 径向刚度; 刚柔耦合仿真

中图分类号: TU663

文献标志码: A

文章编号: 1672-9102(2025)02-0043-09

## Simulation of Shock Absorber System of Vibratory Roller Test Stand Based on Rigid-flexible Coupling

ZHANG Zhifeng<sup>1</sup>, LIU Tianyu<sup>1,2</sup>, LIU Jiangfei<sup>1</sup>

(1. Key Laboratory of Highway Construction Technology and Equipment of Ministry of Education, Chang'an University, Xi'an 710064, China;

2. The 20th Research Institute of CETC, Xi'an 710068, China)

**Abstract:** Vibratory rollers are widely used in the field of foundation compaction, and vehicle vibration performance testing has become one of the necessary processes to improve the reliability of the whole machine in the manufacturing process. Aiming at the test bench of the vibrating roller using pneumatic tire group, a technical improvement scheme for the non-pneumatic tire group is proposed, and the dynamic simulation model of the non-pneumatic tire is established. The simulation results show that the radial stiffness of the non-pneumatic tire is smaller than that of the rubber tire with an inflation pressure of 0.2 MPa. Under the two working conditions of high amplitude and low amplitude, the non-pneumatic tire can significantly improve the vibration damping performance of the test bench, and avoid the problem of vibration damping performance degradation caused by the inconsistent inflation pressure of rubber tires, which can provide a theoretical basis for the technical optimization of the vibrating roller test bench.

**Keywords:** vibratory roller test stand; damping; airless tire; radial stiffness; rigid-flexible coupling simulation

收稿日期: 2022-02-18

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(52105085)

\* 通信作者, E-mail: zhifeng@chd.edu.cn

部件试验和总装试验是确保机械部件和工程车辆满足驱动性能和作业性能的重要技术保障手段之一<sup>[1]</sup>.针对工程机械或特种车辆,国内外学者研制了多种试验设备和测试设备,如动力总成试验台、变速箱试验台、驱动桥试验和驾驶室振动试验等<sup>[2-3]</sup>,以确保主要部件适应工程机械的载荷特性,从而提高工程机械的技术水平.此外,多数工程机械在出厂前需在户外进行多项整车试验,用于检验产品的可靠性以及技术指标,且相关技术要求日益提高.如振动压路机需要在“8”字形橡胶槽内完成振动行驶试验,以验证振动钢轮的技术指标是否符合设计要求,并降低故障率;装载机需要在室外综合试验场进行爬坡试验和制动性能试验等高强度、不间断测验,以提升其核心竞争力<sup>[4]</sup>.

由于振动压路机的现场跑振检测方法易受气候、场地、噪声以及驾驶人员操作水平等因素的影响,且存在安全性差、试验效率低等问题<sup>[5]</sup>,因此,课题组开发了一种室内振动压路机跑振试验台,用以替代振动压路机在橡胶槽内的跑振试验,并对该试验台的减振性能进行仿真分析和性能测试<sup>[6-9]</sup>.然而,为了保证橡胶轮胎组具有良好的减振性能和使用寿命,其充气压力需设定为 0.2 MPa(低于正常充气压力 0.5 MPa).当对大吨位压路机(如 22 t 压路机,激振力约为 374 kN)进行测试时,橡胶轮胎的变形量较大,使用寿命降低.此外,轮胎的充气压力不一致、爆胎或漏气等问题,还会引起试验台的使用性能下降.因此,基于非充气轮胎所具有的免爆胎、免泄露和免充气等特点<sup>[10-12]</sup>,提出一种采用非充气轮胎组的振动压路机试验台技术改进方案,对试验台的振动响应特性进行仿真分析,为振动压路机试验台的技术优化提供理论依据.

## 1 压路机试验台

### 1.1 试验台的基本结构

图 1 为压路机试验台的基本结构.为了有效减少振动钢轮产生的强振动,并减少对周围环境的振动影响,试验台采用由橡胶轮胎组和底座橡胶块构成的二级减振方案.其中,橡胶轮胎可为压路机钢轮的转动提供驱动力,避免因原地振动损坏轴承,还能够大幅度地减少钢轮的强振动,从而降低振动向周围环境的传递.

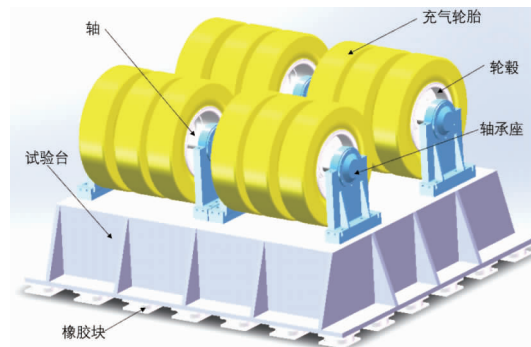


图 1 压路机试验台的基本结构

### 1.2 试验台力学模型

根据轮胎的力学特性,可以将轮胎简化为弹簧-阻尼系统.同理,在试验台底部布置的若干橡胶块也可视为弹簧-阻尼系统.试验台两级减振力学模型如图 2 所示.图 2 中, $k_2'$ 为轮胎转鼓总刚度, N/mm;  $c_2'$ 为轮胎转鼓阻尼系数.图 2(a)为其简化前的力学模型,在水平方向上,钢轮与轮胎的作用力相互平衡;在竖直方向,2 组橡胶轮胎组的受力相同.因此,该力学模型可进一步简化为如图 2(b)所示的形式.计算公式如式(1)所示.

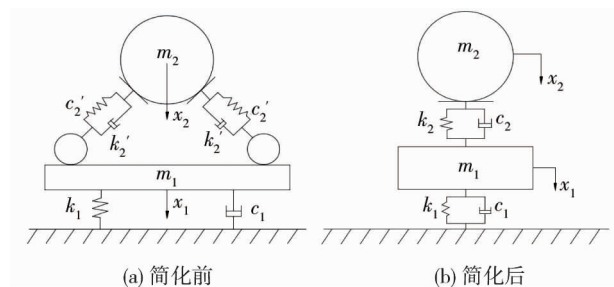


图 2 试验台两级减振力学模型

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 + c_1\dot{x}_1 + k_1x_1 - k_2(x_2 - x_1) - c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0; \\ m_2\ddot{x}_2 + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_2(x_2 - x_1) = F_0\sin \omega t. \end{cases} \quad (1)$$

式中: $m_1$  为减振平台质量,kg; $m_2$  为振动钢轮质量,kg; $x_1$  为压路机试验台位移,mm; $x_2$  为压路机钢轮位移,mm; $c_1$  为橡胶减振器总阻尼,N/mm; $c_2$  为轮胎组等效阻尼,N/mm; $k_1$  为橡胶减振器的总刚度,N/mm; $k_2$  为简化后轮胎组的等效刚度,N/mm; $F_0$  为压路机的激振力,kN; $\omega$  为振动轴的角速度,rad/s; $t$  为时间,s.

2 非充气轮胎刚度确定

非充气轮胎是一种不含压缩气体的轮胎<sup>[13]</sup>,由可变形梁、可折叠轮辐和刚性轮毂组成<sup>[14-15]</sup>,该轮胎不需要维护胎压内气压,具有免维护、防爆胎和防泄露等优点<sup>[16]</sup>.国内外学者从轮胎的结构优化和骨架材料等方面对非充气轮胎的接地压力和径向刚度进行研究.研究表明:非充气轮胎的垂直刚度和接触压力较低,能够显著提升车辆的安全性和舒适性.

2.1 非充气轮胎的建模

为了便于与充气轮胎的减振性能进行对比,将非充气轮胎的外圈和轮毂尺寸与充气轮胎保持一致,只改变轮辐结构.所设计的 3 种非充气轮胎如图 3 所示.轮胎的基本尺寸:轮胎外圈直径为 1 016 mm,辐条宽度为 10 mm,轮毂直径为 528 mm.



图 3 3 种非充气轮胎

2.2 非充气轮胎的材料属性

非充气轮胎的外圈材料为橡胶,采用 Yeoh 本构模型.辐条材料通常为聚氨酯,采用 Mooney-Rivlin 本构模型,轮毂为铝合金材料.非充气轮胎的材料属性如表 1 所示.

表 1 非充气轮胎的材料属性<sup>[17-18]</sup>

| 轮胎    | 密度/(kg/m <sup>3</sup> ) | 杨氏模量/MPa           | 泊松比  | 本构模型参数     |            |            |
|-------|-------------------------|--------------------|------|------------|------------|------------|
|       |                         |                    |      | $\mu_{10}$ | $\mu_{20}$ | $\mu_{30}$ |
| 外圈橡胶层 | 1 043                   | 11.9               | 0.49 | 0.912 5    | -0.180 3   | 0.051 5    |
| 辐条    | 1 200                   | 32                 | 0.49 | 0.344 8    | 5.991 8    | 0          |
| 轮毂    | 2 800                   | 72×10 <sup>3</sup> | 0.33 |            |            |            |

注: $\mu_{10}$ 、 $\mu_{20}$ 、 $\mu_{30}$  为 Yeoh 模型常数.

2.3 非充气轮胎的径向刚度

在施加不同的垂直载荷后,非充气轮胎的胎面受力发生变化,轮胎发生压缩变形.轮胎在刚性板运动下的变形分布云图如图 4 所示,轮胎垂直载荷和变形量的静力载荷关系如图 5 所示.

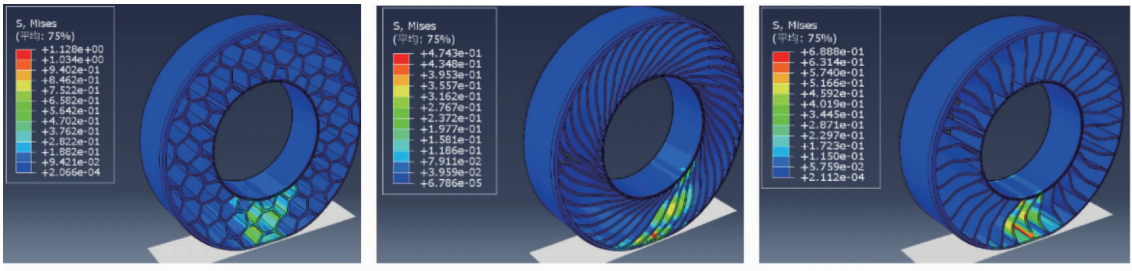


图 4 轮胎在刚性板运动下的变形分布

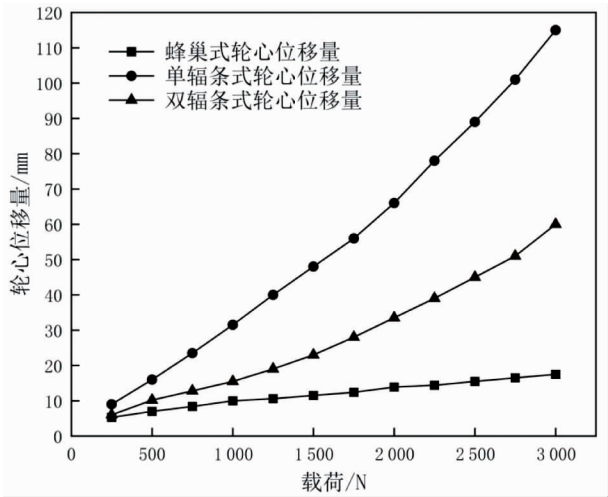


图 5 轮胎垂直载荷与变形量的关系

由图 5 可知:在施加的载荷较小时,单辐条式非充气轮胎和双辐条式非充气轮胎的垂直载荷和变形量呈非线性关系.随着载荷的增加,2 种辐条式非充气轮胎的变形速率逐渐增大,垂直载荷与变形量仍呈非线性关系.蜂巢式非充气轮胎由于其结构的稳定性更高,与其他 2 种轮胎相比,其垂直载荷与变形量呈现明显的线性关系.3 种非充气轮胎的径向刚度计算公式为

$$K = \frac{\partial F}{\partial d}.$$

(2)

式中: $K$  为轮胎的垂直刚度,  $\text{N/mm}$ ;  $\partial F$  为轮胎所受到的垂直载荷的变化量,  $\text{N}$ ;  $\partial d$  为轮胎的径向变形量,  $\text{mm}$ .

在外形尺寸相同的条件下,充气压力为  $0.2\text{ MPa}$  的充气轮胎组的径向刚度为  $1\ 000\text{ N/mm}$ ,而蜂巢式非充气轮胎的径向刚度仅为  $260\text{ N/mm}$ ,约为充气轮胎径向刚度的  $26\%$ .

3 试验台减振性能仿真

3.1 试验台刚柔耦合模型建立

由于非充气轮胎属于柔性体,为了减少仿真误差,在 ADAMS 中需要对其进行柔性化处理.利用 ABAQUS 对非充气轮胎进行模态仿真,通过命令流导出 mnf 格式的柔性体文件并将其导入 ADAMS 中.通过将柔性体轮胎与刚性体轮胎的质心重合的方法,依次生成对应的柔性体非充气轮胎.振动试验台刚柔耦合模型如图 6 所示,各零件的约束设置如表 2 所示.

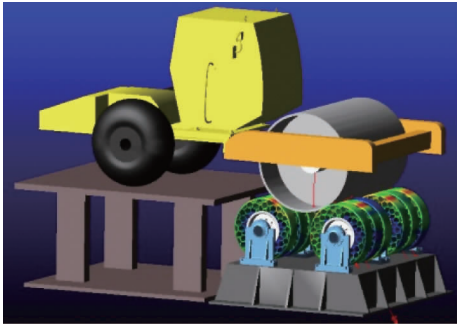


图 6 振动试验台刚柔耦合模型

表 2 刚柔耦合模型中的约束设置

| 序号 | 约束对象      | 约束名称    |
|----|-----------|---------|
| 1  | 减振平台与大地   | 阻尼器柔性连接 |
| 2  | 振动平台与轴承座  | 固定连接    |
| 3  | 轴与轴承座     | 旋转连接    |
| 4  | 非充气轮胎组与轴  | 固定连接    |
| 5  | 非充气轮胎组与钢轮 | 定义刚柔接触  |
| 6  | 偏心轴与钢轮    | 旋转连接    |
| 7  | 偏心块与偏心轴   | 固定连接    |
| 8  | 偏心轴与振动马达  | 旋转连接    |
| 9  | 钢轮与驱动马达   | 旋转连接    |
| 10 | 驱动马达与固定架  | 阻尼器柔性连接 |
| 11 | 振动马达与固定架  | 阻尼器柔性连接 |

为了准确获取试验台的减振特性,钢轮与非充气轮胎组之间的接触刚度以及振动平台和大地之间的阻尼刚度的设置至关重要.钢轮与轮胎之间的接触刚度可通过冲击函数法计算得到,其计算公式如式(3)

和式(4)所示.试验台与大地之间的阻尼刚度则根据经验确定.

$$K = \frac{4}{3\pi(h_1 + h_2)} \left( \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} \right)^{1/2}; \quad (3)$$

$$h_i = \frac{1 - u_i^2}{\pi E_i} (i = 1, 2). \quad (4)$$

式中:  $R_1$ ,  $R_2$  为钢轮和轮胎半径;  $u_i$  为泊松比;  $E_i$  为弹性模量;  $h_1$ ,  $h_2$  为由泊松比和弹性模量计算所得的常数.

图7为某20 t单钢轮压路机在装有充气轮胎试验台的振动测试.以该20 t单钢轮压路机为研究对象,分析低频高幅和高频低幅2种工况下试验台的减振性能.其中,高幅工况下的钢轮激振力为353 kN,低幅工况下的钢轮激振力为245 kN.因此,施加于钢轮质心的激振力函数分别为  $3.53 \times 10^5 \sin(56\pi t)$  和  $2.45 \times 10^5 \sin(66\pi t)$ .



图7 试验台振动测试

### 3.2 模型验证

在振动压路机的出厂试验中,压路机钢轮的加速度幅值和振动频率等相关参数需要通过相关传感器进行测量.图8和图9为压路机在高幅和低幅2种工况下,通过加速度传感器测得的钢轮振动加速度的频域曲线.由图8和图9可知:在高幅工况下,钢轮的振动频率为28.08 Hz,振动加速度为59.20  $\text{m/s}^2$ ;在低幅工况下,钢轮的振动频率为32.96 Hz,振动加速度为31.90  $\text{m/s}^2$ .

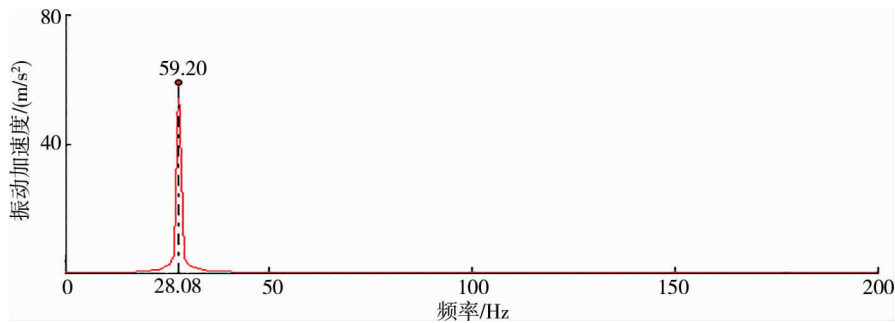


图8 高幅工况下钢轮振动加速度的频域曲线(充气压力0.20 MPa)

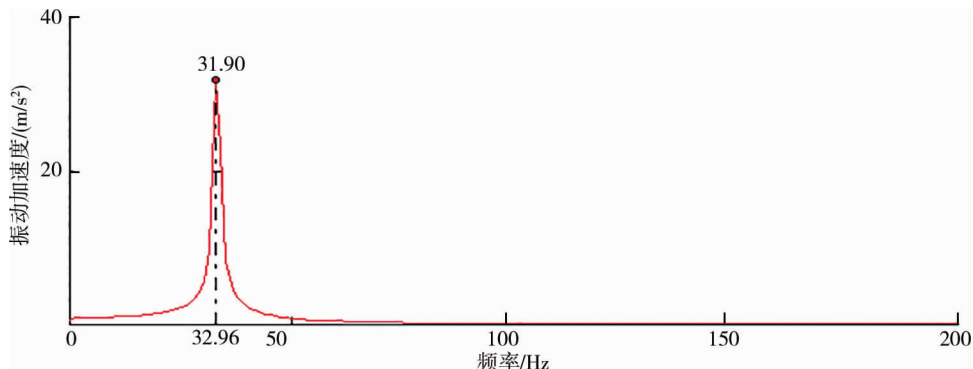


图9 低幅工况下钢轮振动加速度的频域曲线(充气压力0.20 MPa)



通过建立多体动力学模型,获得钢轮质心振动加速度的时域曲线和频域曲线如图 10 和图 11 所示.由图 10 和图 11 可知:在高幅工况下,钢轮质心的振动加速度为  $40.1 \text{ m/s}^2$ ,振动频率为  $27.9 \text{ Hz}$ (充气轮胎压力为  $0.2 \text{ MPa}$  时,实测值为  $59.20 \text{ m/s}^2$ ,振动频率为  $28.08 \text{ Hz}$ );在低幅工况下,钢轮质心的振动加速度为  $28.4 \text{ m/s}^2$ ,振动频率为  $33.1 \text{ Hz}$ (充气轮胎压力为  $0.2 \text{ MPa}$  时,实测值为  $31.90 \text{ m/s}^2$ ,振动频率为  $32.96 \text{ Hz}$ ).2 种工况下,仿真获得的钢轮质心的振动加速度值均小于实测值,其原因是实测时采用橡胶充气轮胎支承钢轮,其径向刚度较大,导致钢轮的振动响应值较大,但振动频率与施加的振动频率一致.因此,所建立的刚柔耦合振动试验台模型能够准确模拟试验台的振动响应和减振性能.

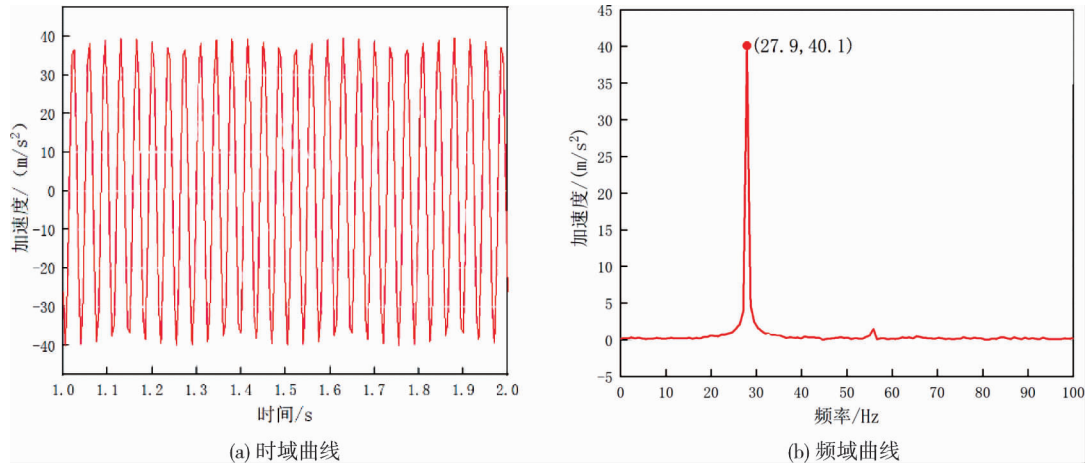


图 10 高幅工况下钢轮质心的振动加速度曲线

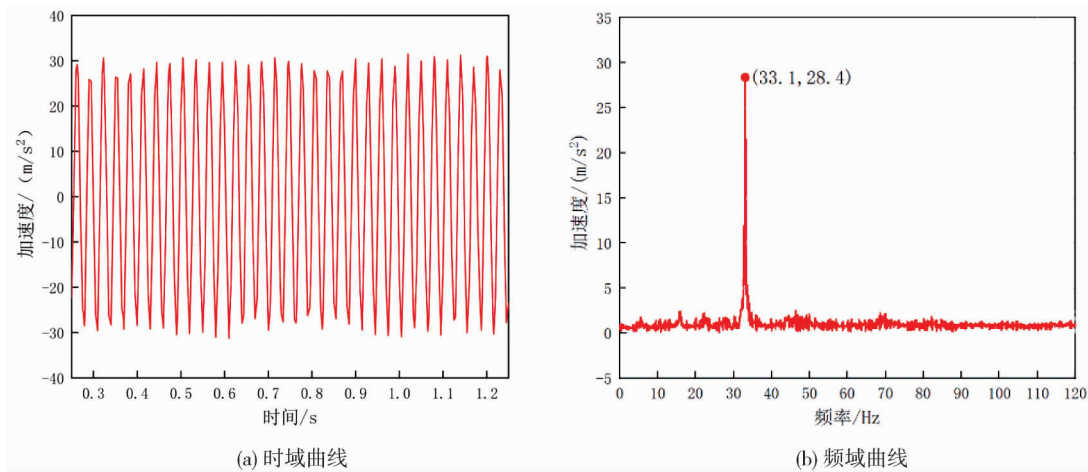


图 11 低幅工况下钢轮质心的振动加速度曲线

### 3.3 非充气轮胎组减振仿真

为了进一步优化振动压路机试验台的减振性能,研究非充气轮胎对试验台减振性能的影响,通过仿真分析采用 3 种非充气轮胎作为减振支承时,钢轮质心加速度经过两级减振系统后的减振率.仿真数据如图 12~图 17 所示.图 12~图 14 为钢轮在高幅工况下,采用 3 种非充气轮胎时的试验台质心加速度曲线.由图 10 可知:在高幅工况下,钢轮质心的振动加速度为  $40.1 \text{ m/s}^2$ ,而试验台质心的振动加速度分别为  $1.050$ ,  $0.820$ ,  $0.492 \text{ m/s}^2$ .根据式(5)可以计算得出 3 种非充气轮胎试验台的加速度衰减率分别为  $2.6\%$ ,  $2.0\%$ ,  $1.2\%$ .结合振动减振的具体要求,减振率需不大于  $5\%$ .因此,采用这 3 种非充气轮胎方案的试验台均能满足减振的需求.

$$\eta = \frac{A_1}{A_2} \times 100\%. \quad (5)$$

式中:  $\eta$  为减振率;  $A_1$  为试验台的振动加速度,  $\text{m/s}^2$ ;  $A_2$  为钢轮的振动加速度,  $\text{m/s}^2$ .

由图 15~图 17 可知:在低幅工况下,钢轮质心的振动加速度为  $28.4 \text{ m/s}^2$ .分别采用蜂巢式、双辐条式和单辐条式非充气轮胎时,试验台质心的振动加速度为  $1.050, 0.622, 0.536 \text{ m/s}^2$  (橡胶轮胎组的实测加速度为  $1.8 \text{ m/s}^2$ ),对应的衰减率分别为  $3.70\%, 2.19\%, 1.89\%$  (橡胶轮胎组的加速度衰减率为  $6.34\%$ ).由此可见,上述非充气轮胎的减振效果显著优于橡胶轮胎组,其振动加速度远低于橡胶轮胎组.

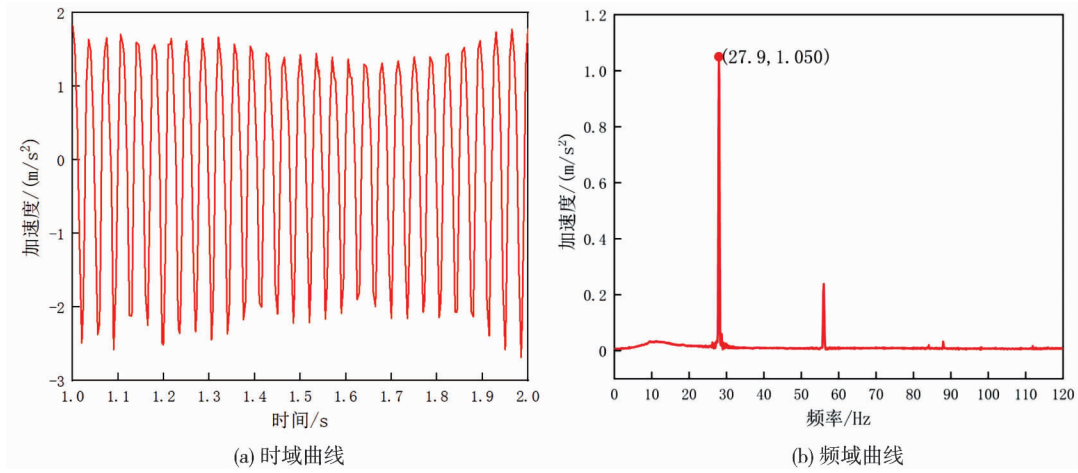


图 12 高幅工况下蜂巢式非充气轮胎的试验台质心加速度仿真

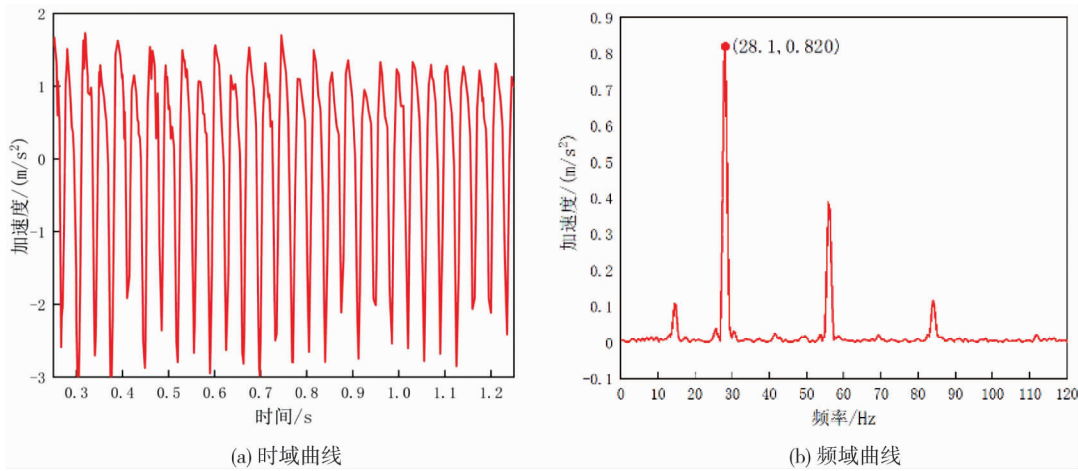


图 13 高幅工况下双辐条式非充气轮胎的试验台质心加速度仿真

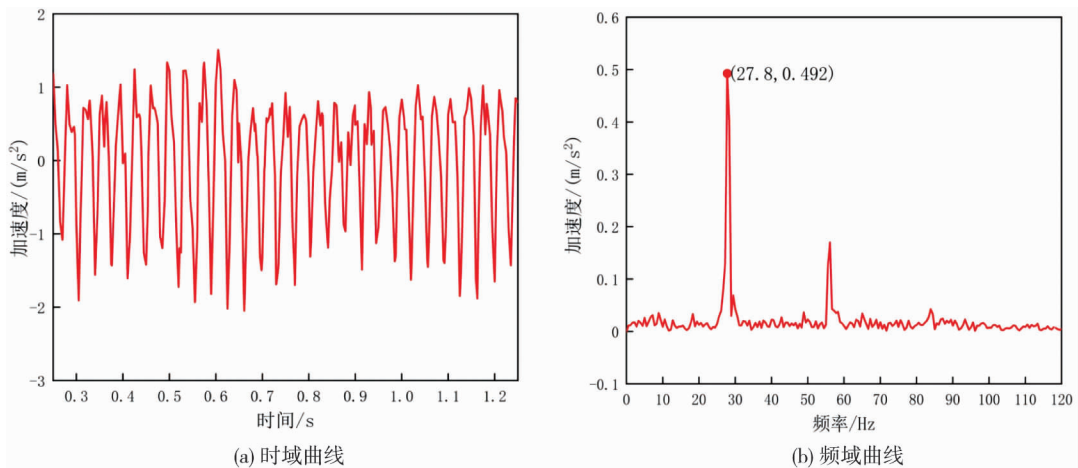


图 14 高幅工况下单辐条式非充气轮胎的试验台质心加速度仿真

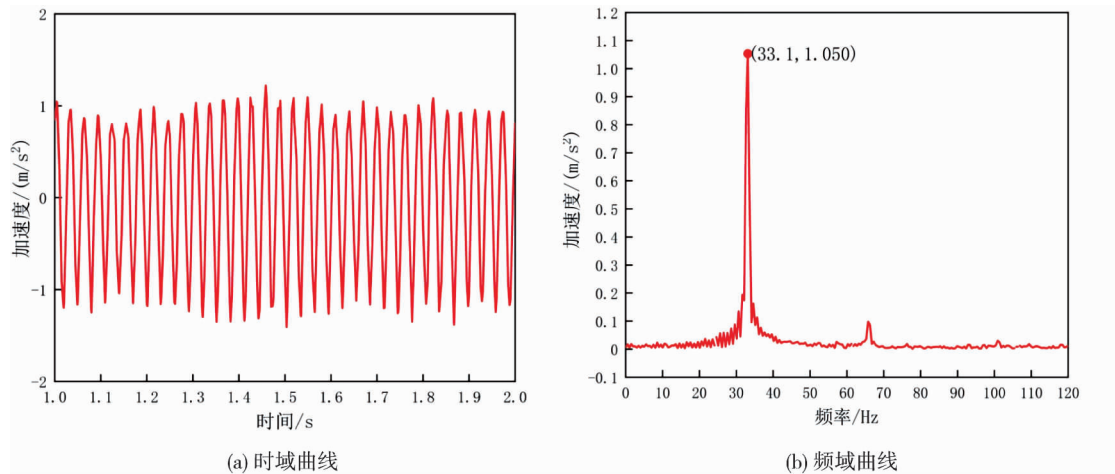


图 15 低幅工况下峰巢式非充气轮胎的试验台质心加速度仿真

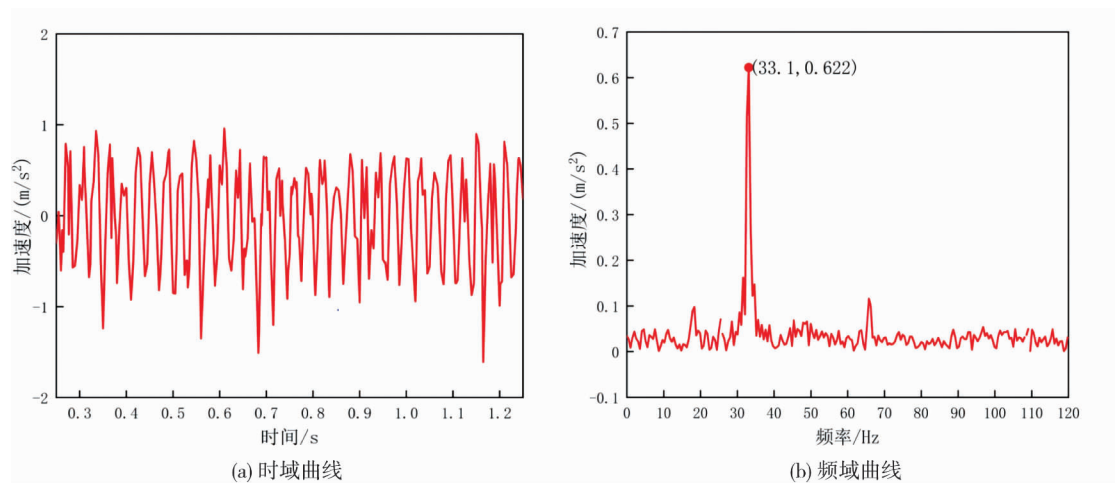


图 16 低幅工况下双辐条式非充气轮胎的试验台质心加速度仿真

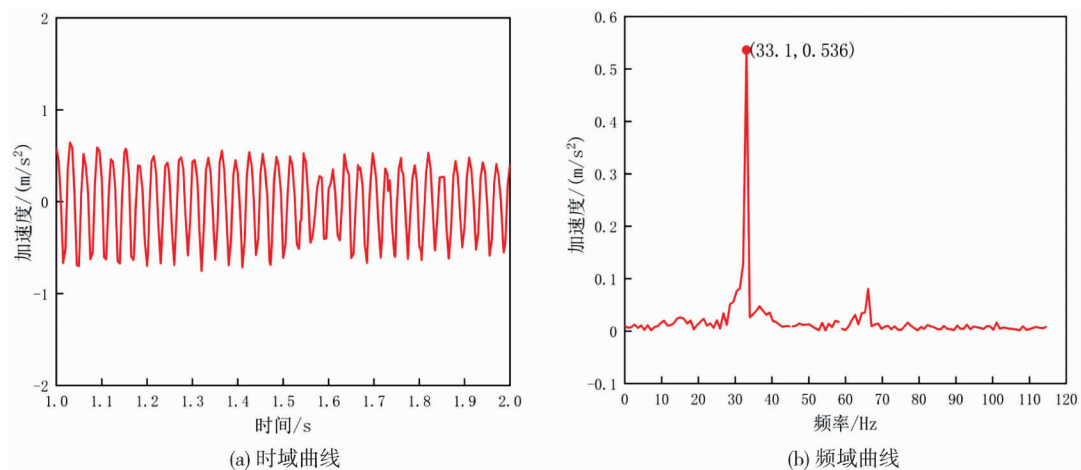


图 17 低幅工况下单辐条式非充气轮胎的试验台质心加速度仿真

## 4 结论

1) 为优化压路机试验台的减振性能和可靠性,提出采用非充气轮胎组代替橡胶充气轮胎组的技术路线,以提高振动压路机试验台的可靠性和减振性能.利用 ABAQUS 对 3 种非充气轮胎进行静力学分析,获得 3 种非充气轮胎的垂直载荷与变形量的关系,结果表明其径向刚度均小于充气压力为 0.2 MPa 的橡胶充气轮胎,验证了设计方案的可行性.



2) 基于振动压路机试验台的刚柔耦合模型,仿真分析采用3种非充气轮胎组合试验台的振动响应特性,并与充气压力为0.2 MPa的橡胶轮胎组的钢轮振动加速度实测结果进行对比.结果表明:刚柔耦合模型能够准确模拟试验台的振动响应特性;与橡胶轮胎组相比,非充气轮胎具有更佳的减振效果,2种工况下的加速度衰减率均小于5%,均满足减振要求,且非充气轮胎的径向刚度越小,试验台的减振效果越明显.

3) 采用非充气轮胎可以减少充气轮胎漏气、爆胎等导致的故障次数,提高试验台的可靠性.

#### 参考文献:

- [1] 孙世强,宋心赏.工程机械传动部件水性漆涂装试验研究[J].中国设备工程,2020(增刊2):105-106.
- [2] 邢进进,邵华,刘运潇.商用车混合动力总成试验台搭建[J].电子技术应用,2018,44(7):86-88.
- [3] 麦云飞,杨淮楠.工程机械动力总成试验台设计[J].中国工程机械学报,2017,15(1):52-56.
- [4] 魏俊伟.轮式装载机座椅减振性能试验研究[J].工程机械,2018,49(10):10-16.
- [5] 刘芳芳.振动钢轮试验台结构与仿真分析[D].西安:长安大学,2019.
- [6] LI J Q, ZHANG Z F, XU H G, et al. Dynamic characteristics of the vibratory roller test-bed vibration isolation system: Simulation and experiment[J]. Journal of Terramechanics, 2014, 56: 139-156.
- [7] 张衡,赵悟.单钢轮振动压路机试验台的动力学分析[J].中国科技论文,2016,11(4):474-478.
- [8] 刘东明,徐会敢,赵金鹏.基于ADAMS的压路机试验台动力学分析[J].建筑机械,2013(15):82-86,92.
- [9] 徐会敢,刘东明,周龙刚.基于ADAMS的压路机试验台振动系统仿真分析[J].筑路机械与施工机械化,2014,31(1):57-60.
- [10] LUDVIGSEN S, ANDLEEB Z, KHAWAJA H A, et al. Multiphysics analysis of contact pressure profile of airless tires as compared to conventional tires [M]//MOATAMEDI M, RAHULAN T, KHAWAJA H. Multiphysics Simulations in Automotive and Aerospace Applications. Amsterdam: Elsevier, 2021: 21-49.
- [11] RHYNE T B, CRON S M. Development of a non-pneumatic wheel[J]. Tire Science and Technology, 2006, 34(3): 150-169.
- [12] GANNIARI-PAPAGEORGIOU E, CHATZISTERGOS P, WANG X X. The influence of the honeycomb design parameters on the mechanical behavior of non-pneumatic tires[J]. International Journal of Applied Mechanics, 2020, 12(3): 2050024.
- [13] RUGSAJ R, SUVANJUMRAT C. Study of geometric effects on nonpneumatic tire spoke structures using finite element method[J]. Mechanics Based Design of Structures and Machines, 2022, 50(7): 2379-2399.
- [14] ZHAO Y Q, ZANG L G, CHEN Y Q, et al. Non-pneumatic mechanical elastic wheel natural dynamic characteristics and influencing factors[J]. Journal of Central South University, 2015, 22(5): 1707-1715.
- [15] GASMI A, JOSEPH P F, RHYNE T B, et al. Development of a two-dimensional model of a compliant non-pneumatic tire[J]. International Journal of Solids and Structures, 2012, 49(13): 1723-1740.
- [16] PRIYANKKUMAR D, SOUMYADIPTA M, BEENA R. Effect of spoke design and material nonlinearity on non-pneumatic tire stiffness and durability performance[J]. SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems, 2021, 14(2): 117-135.
- [17] 刘琦鹏.汽车聚氨酯免充气轮胎的性能分析[D].秦皇岛:燕山大学,2019.
- [18] JANG I G, SUNG Y H, YOO E J, et al. Pattern design of a non-pneumatic tyre for stiffness using topology optimization[J]. Engineering Optimization, 2012, 44(2): 119-131.