

基于优化的 LQR 控制的振动压路机舒适性研究^{*}

王炎¹ 路永婕^{2†} 贾云超¹ 王建西³

(1. 石家庄铁道大学 机械工程学院, 石家庄 050043)

(2. 石家庄铁道大学 省部共建交通工程结构力学行为与系统安全国家重点实验室, 石家庄 050043)

(3. 石家庄铁道大学 土木工程学院, 石家庄 050043)

摘要 针对振动压路机在施工中产生的强烈振动对驾驶员舒适性的影响,建立了四自由度“振动压路机—路基”动力学模型,通过分析接地和跳振工况下的座椅振动情况发现座椅加速度响应超出规定舒适范围,因此引入了线性二次调节(LQR)控制策略,并通过粒子群算法对控制参数进行优化.结果表明,应用 LQR 控制后,接地工况下座椅加速度明显降低,达到舒适性要求;跳振工况虽然改善,但加速度仍高于“极不舒适”区间.经过粒子群优化后,接地和跳振工况的加速度幅值进一步减小,均符合操作舒适性标准,为振动压路机的减振系统设计和优化提供了理论依据.

关键词 振动压路机, 舒适度, 控制, 粒子群优化

中图分类号:TH113.1

文献标志码:A

Study on the Comfort of Vibratory Rollers Based on Optimized LQR Control^{*}

Wang Yan¹ Lu Yongjie^{2†} Jia Yunchao¹ Wang Jianxi³

(1. School of Mechanical Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China)

(2. State Key Laboratory of Mechanical Behaviour and System Safety of Traffic Engineering Structures, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China)

(3. School of Civil Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China)

Abstract In response to the impact of strong vibrations generated by vibratory rollers on driver comfort during construction, a four-degree-of-freedom “vibratory roller-foundation” dynamic model was established. By analyzing the seat vibrations under both grounded and bouncing conditions, it was found that the seat acceleration responses exceeded the defined comfort range. Therefore, a linear quadratic regulator (LQR) control strategy was introduced, and the control parameters were optimized using a particle swarm algorithm. The results indicated that after the implementation of LQR control, the seat acceleration under grounded conditions was significantly reduced, meeting comfort requirements; although improvements were observed under bouncing conditions, the acceleration remained above the “very uncomfortable” range. After particle swarm optimization, the acceleration amplitudes in both grounded and bouncing conditions were further reduced, both conforming to operational comfort standards, thereby providing a theoretical basis for the design and optimization of the vibration reduction system in vibratory rollers.

Key words vibratory roller, comfort, control, particle swarm optimization

2024-09-10 收到第 1 稿,2024-09-30 收到修改稿.

^{*} 国家自然科学基金资助项目(12072204),河北省自然科学基金资助项目(A2020210039),National Natural Science Foundation of China(12072204), Natural Science Foundation of Hebei Province(A2020210039).

[†] 通信作者 E-mail:luyongjie@stdu.edu.cn

引言

振动压路机作为路基压实机械,被广泛应用于公路、铁路和堤坝等土石方工程施工中,其通过施加静压力和强烈的激振力,使被压实物料孔隙率减小、密度增加,提升路基的承载能力和稳定性^[1].但实际施工中振动轮与路基相互作用产生的强烈振动会通过压路机的机架、驾驶室、座椅悬架及减振系统传递给驾驶员,当振动量级超过规定阈值时,会对驾驶员身心健康造成危害,而座椅下方的减振系统性能直接影响车辆乘坐舒适性^[2],因此评估座椅振动强度并对其下方的减振器进行控制优化具有重要意义.

国内外学者针对振动压路机舒适性进行了许多研究.石慧敏等^[3]通过理论和仿真结合的方法介绍了振动压路机的减振原理及性能评价方法,为后续优化压路机减振系统奠定了基础.王营和李雨等^[4,5]建立二自由度橡胶减振系统模型,对比分析了高幅和低幅两种工作状态下减振系统的减振效果.Bilings等^[6]研究了减振器阻尼非线性特性对系统减振性能的影响,发现改变阻尼值可以调整系统共振频率.但斌斌等^[7]提出了压路机橡胶减振器参数模型,阐述了对减振器性能的影响因素和评价指标,为橡胶减振器的参数设计提供了参考性指导.侯劲汝^[8]结合试验对双钢轮压路机的减振特性进行了研究和验证.随着研究不断深入,学者们发现只使用橡胶减振器无法满足某些工况的减振需求,部分学者考虑通过改变减振系统阻尼力提高减振效果.Kasemi等^[9]应用磁流变阻尼器对压路机进行半主动控制,仿真发现其减振效果得到明显优化.Nguyen等^[10]建立振动压路机—土壤非线性动力学模型,对不同工况下进行仿真分析,探究了优化后模糊PID的控制性能.商祥志等^[11]通过研究模糊PID和滑模控制对振动控制的影响,发现滑模控制能消除压实系统的抖振现象.徐冉^[12]采用电流变减振器代替橡胶减振器对压路机减振系统进行优化,并建立虚拟样机模型对各方向的振动情况进行了分析.由此看出,压路机的乘坐舒适性历来是研究热点,通过改变减振器阻尼力对传统减振系统进行优化是现在研究的主流方向.但目前基于控制算法对减振器阻尼力进行调节的方法较少,且忽略了路面激励输入无法真实反映路面不平度的影响.

本文针对压路机乘坐舒适性问题,在考虑路面激励的基础上建立四自由度“振动压路机一路基”动力学模型,通过分析接地和跳振两种工况下座椅振动情况,发现座椅处加速度响应超出了标准规定范围,为此引入线性二次调节(LQR)控制策略,并采用粒子群算法对其进行优化以提高LQR控制方法的适用范围,为压路机减振系统的设计优化提供理论参考.

1 系统模型建立

根据振动压路机的结构特点和减振特性,建立如图1所示的振动压路机一路基耦合系统四自由度动力学模型,模型参数简化和假设如下^[13]:

(1)振动轮中的偏心块以角速度 ω 绕其所在轮心旋转,且其旋转产生的激振力垂向作用在模型上, ω 为一固定常数;

(2)忽略振动压路机一路基模型中所用到的弹性和阻尼元件的质量;

(3)座椅、机架和振动轮都被看成质量集中的刚性体,整机质量对称分布于轴向和径向上;

(4)假设随振路基是一种具有固定刚度和阻尼的弹性体,其质量为0.3倍振动轮的质量;

(5)路面位移输入考虑为正弦激励^[14,15].

图1(a)为振动压路机接地工况时的压路机一路基耦合系统动力学模型,取静平衡位置为坐标原点对其进行受力分析可得:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + k_1(x_1 - x_2) + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = F_u \\ m_2 \ddot{x}_2 - k_1(x_1 - x_2) - c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_2(x_2 - x_3) + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) = -F_u \\ m_3 \ddot{x}_3 + k_2(x_3 - x_2) + c_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + F_v = F_0 e^{i\omega t} \\ m_4 \ddot{x}_4 + k_3(x_4 - q) + c_3(\dot{x}_4 - \dot{q}) = F_v \end{cases} \quad (1)$$

式中, m_1 、 m_2 、 m_3 、 m_4 为座椅和驾驶员、机架、振动轮、随振路基的质量; k_1 、 c_1 为座椅与机架之间的减振器刚度和阻尼; k_2 、 c_2 为机架与振动轮之间的减振器刚度和阻尼; k_3 、 c_3 为随振路基的刚度和阻尼; F_u 为减振器可变阻尼力; F_0 为振动轮内偏心块旋转产生的激振力幅值; F_v 为振动轮与路基之间接触的动态力; x_1 、 $\dot{x}_1$ 、 $\ddot{x}_1$ 分别为座椅处的位移、速度、加速度(后面仿真图中座椅处加速度符号用 a_1 表示); x_2 、 $\dot{x}_2$ 、 $\ddot{x}_2$ 分别为机架的位移、速度、加速度; x_3 、 $\dot{x}_3$ 、 $\ddot{x}_3$

分别为振动轮的位移、速度、加速度; x_4 、 $\dot{x}_4$ 、 $\ddot{x}_4$ 分别为随振路基的位移、速度、加速度; q 为路面激励。

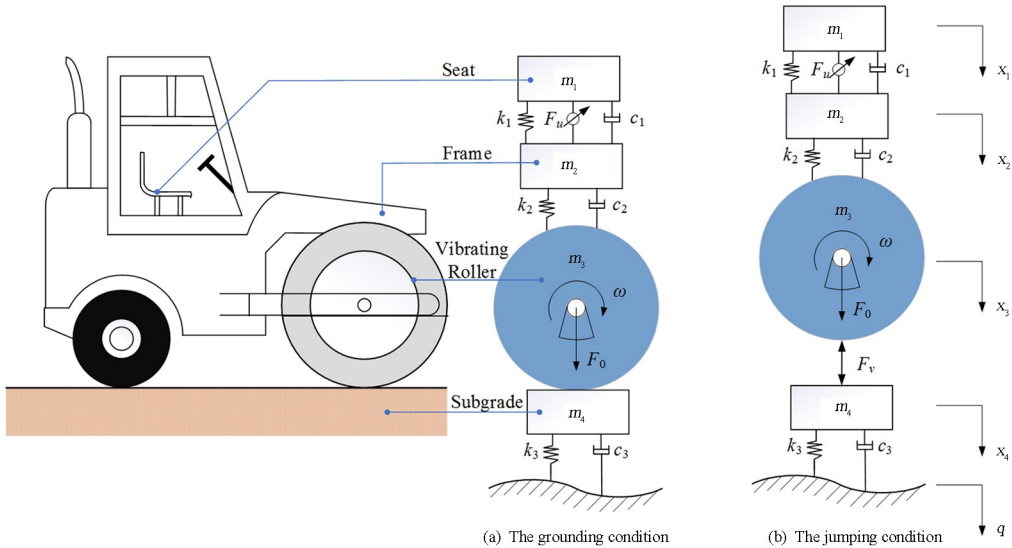


图 1 “振动压路机—路基”耦合系统动力学模型
Fig. 1 Dynamic model of the “vibrating roller-subgrade” coupled system

当振动轮与路基表面相互接触时,存在 $x_3 = x_4$, 则有 $\dot{x}_3 = \dot{x}_4$, $\ddot{x}_3 = \ddot{x}_4$. 通过消去 x_4 、 $\dot{x}_4$ 、 $\ddot{x}_4$, 可得到接地工况下振动轮与路基间动态力为:

$$F_v = \frac{1}{m_3 + m_4} [m_4 F_0 e^{i\omega t} - m_4 k_2 (x_3 - x_2) - m_4 c_2 (\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + m_3 k_3 (x_4 - q) + m_3 c_3 (\dot{x}_4 - \dot{q})] \quad (2)$$

由前面已有研究可知,随压实过程的进行,随振路基的参数会不断变化(密度增大,阻尼减小),振动轮与路基之间的耦合接触关系也会发生变化. 当压实进行到中后期时,路基的压实潜力已发挥殆尽,振动轮会在一定条件下跳离路基表面,即“跳振工况”,振动轮与路基间的接触关系如图 1(b)所示,此时两者不存在力学关系,则 $F_v=0$. 因此振动轮与路基间动态力的分段非线性函数方程可表示为:

$$F_v = \begin{cases} \frac{1}{m_3 + m_4} [m_4 F_0 e^{i\omega t} - m_4 k_2 (x_3 - x_2) - m_4 c_2 (\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + m_3 k_3 (x_4 - q) + m_3 c_3 (\dot{x}_4 - \dot{q})], & x_3 \geq x_4 \\ 0, & x_3 < x_4 \end{cases} \quad (3)$$

2 振动舒适性分析、控制与优化

2.1 振动舒适性分析

由于振动压路机驾驶员长期暴露于工作振动环境,其振动耐受能力会逐步降低,这种生理适应

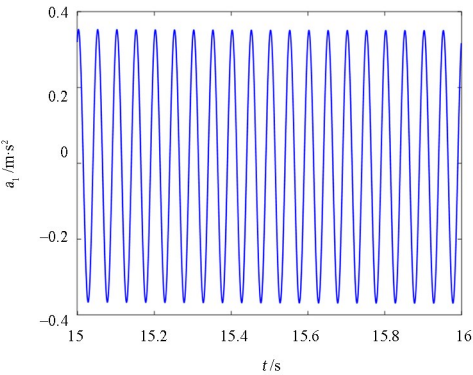
性的减退不仅容易诱发作业疲劳,还会对驾驶员的身心健康造成伤害,同时导致工作效率下降及操作安全隐患. 因此在压路机设计与应用过程中,应特别关注驾驶室的操作舒适度,通过专业评估方法对其进行分析评估,并采取必要措施提升驾驶室的舒适性. 而人体对振动的承受能力主要受到所经历的振动加速度和振动频率的影响. 而振动频率与振动压路机型号密切相关,本文将以固定频率 $f=20\text{ Hz}$ (后文将选取压路机型号的工作频率)为基础,分析不同工作状态下的垂向振动加速度响应情况,并对驾驶室的舒适度进行分析评估. 其中,不同加速度值对应的人体感官的不舒适程度如表 1 所示.

表 1 不同加速度值对应的人体感官不舒适程度 ^[16]	
Table 1 Corresponding human sensory discomfort levels for acceleration values ^[16]	
加速度值	不舒适程度
<0.315	没有不舒适
$0.315\sim0.63$	有一点不舒适
$0.5\sim1$	比较不舒适
$0.8\sim1.6$	不舒适
$1.25\sim2.5$	很不舒适
>2.0	极不舒适

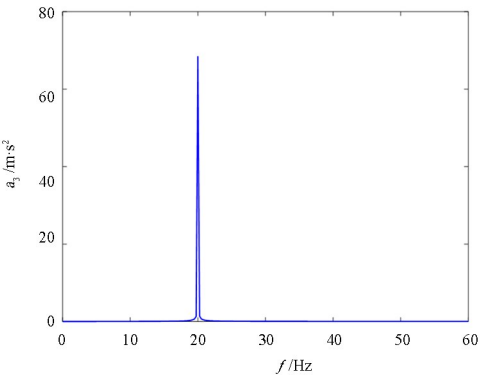
以 SaKai SV510D 型压路机为研究对象,车体的主要参数^[17]为激振力幅值 $F_0 = 2.6\times10^5\text{ N}$,座椅和驾驶员质量 $m_1 = 150\text{ kg}$,机架质量 $m_2 = 2534\text{ kg}$,振动轮质量 $m_3 = 4466\text{ kg}$,随振路基质量 $m_4 =$

0.3m₃,座椅与机架之间减振器的刚度和阻尼为 $k_1=1.2\times10^5\text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$ 、 $c_1=1000\text{ N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$,机架与振动轮之间减振器的刚度和阻尼为 $k_2=2.53\times10^6\text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$ 、 $c_2=4000\text{ N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$,激振频率 $f=20\text{ Hz}$,角速度 $\omega=2\pi f$,路面激励 $q=B_0\sin(\omega_1t)$,路面幅值 $B_0=1.5\times10^{-2}\text{ m}$,频率 $\omega_1=\pi/4$,路基刚度和阻尼压实

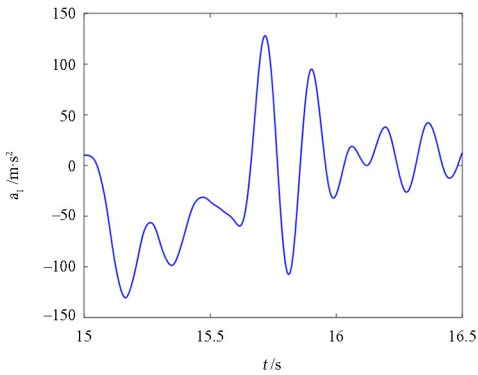
初期接地工况时取 $k_3=3\times10^7\text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$ 、 $c_3=8\times10^4\text{ N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$,压实后期跳振工况时取 $k_3=7\times10^7\text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$ 、 $c_3=2\times10^4\text{ N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$,根据方程(1)利用Runge-Kutta 算法求得压实系统在激振力 $F_0e^{i\omega t}$ 作用下接地和跳振两种工况下的座椅处的加速度和振动轮加速度频谱响应情况,如图2所示。



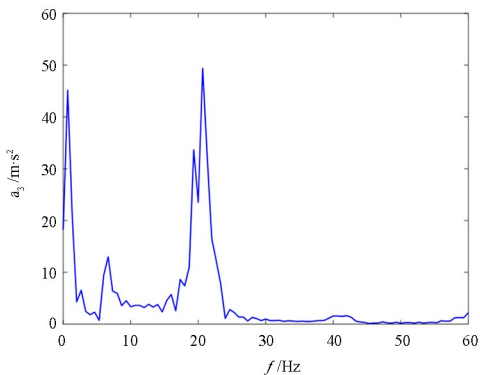
(a) 接地工况座椅加速度响应
(a) Seat acceleration response under grounding condition



(b) 接地工况振动轮加速度频谱图
(b) Acceleration spectrum chart of vibration wheel under grounding condition



(c) 跳振工况座椅加速度响应
(c) Seat acceleration response under jumping condition



(d) 跳振工况振动轮加速度频谱图
(d) Acceleration spectrum chart of vibration wheel under jumping condition

图2 不同工况下座椅加速度和振动轮加速度频谱响应

Fig. 2 Frequency spectrum responses of seat acceleration and vibration wheel acceleration under various operating conditions

由图2(a)、(b)可以看出,在压实初期座椅处的加速度响应呈规律的正弦周期状态,加速度波峰幅值约为0.37 m/s²,波谷幅值约0.36 m/s²,振动轮频谱图中只有基频存在,表明此时压实系统处于稳定单周期运动状态,利于压实过程的进行.随压实进程的推进,当进入压实后期时分析图2(b)可知,此阶段座椅处加速度响应变得极为不稳定,加速度幅值急剧增加,结合频谱图[图2(d)]中除基频外还含有次谐波和高倍次谐波,说明此时座椅处振动变得更剧烈,压实系统处于跳振工况,此状态下工作不仅会对压实工作产生不利影响,还会降低驾驶员舒适性和压路机零部件的使用寿命,实际施

工作业时应当予以避免^[18].

从工程实际角度出发,为保证被压实路面有较好的压实效果和质量,振动轮主要以稳定的单周期运动状态进行压实作业,因此为使驾驶员有更好的操作舒适度,应确保座椅处加速度值位于表1所定义的“没有不舒适”区间内.然而从上面的分析可知,接地工况下座椅处的加速度幅值为0.36 m/s²左右,已超出该区间范围,应当对此进行调整以降低座椅处加速度值.此外当跳振工况出现时,驾驶员会调整压路机工作参数,尽量避免该行为的继续发生,但跳振时的加速度值远远超出了表1中“极不舒适”的区间值,严重地影响驾驶员的操作舒适

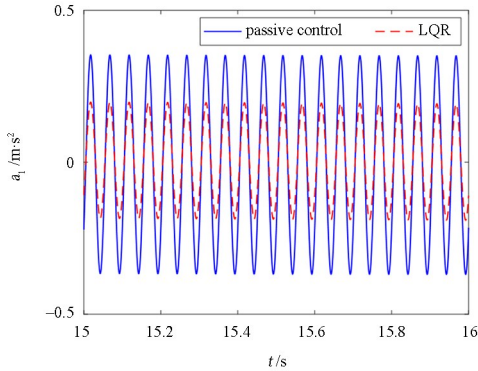
度和身心健康,因此应当对接地和跳振两种工况下振动轮的加速度值进行控制调整,使驾驶员有更好的工作体验。

2.2 基于 LQR 的座椅加速度响应控制研究

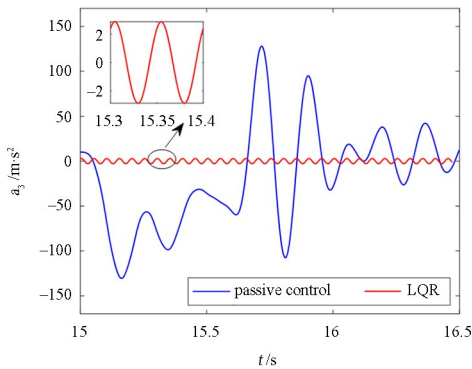
通过 2.1 节对两种工况座椅处的响应情况分析可知,应对加速度值进行控制,以降低振动强度,提高驾驶员舒适性.以图 1 所建立的“振动压路机—路基”耦合系统动力学模型为基础,在座椅和机架间加入可变阻尼力,通过压实系统各部分的响应情况得到最优阻尼力,来实现座椅处振动控制效果。

选取座椅动挠度 x_{12} 、座椅速度 $\dot{x}_1$ 、机架动挠度 x_{23} 、机架速度 $\dot{x}_2$ 、振动轮速度 $\dot{x}_3$ 、路基动变形 x_{4q} 和路基速度 $\dot{x}_4$ 为状态变量,即 $\mathbf{X} = [x_{12} \ \dot{x}_1 \ x_{23} \ \dot{x}_2 \ \dot{x}_3 \ x_{4q} \ \dot{x}_4]^T$. 以座椅加速度 $\ddot{x}_1$ 为系统输出变量,即 $\mathbf{Y} = [\ddot{x}_1]$, 根据方程 (1) 建立压实系统状态方程和输出方程分别为:

$$\dot{\mathbf{X}} = \mathbf{A}\mathbf{X} + \mathbf{B}\mathbf{U} + \mathbf{E}\mathbf{W} \quad (4)$$



(a) 接地工况座椅加速度响应
(a) Seat acceleration response under grounding condition



(c) 跳振工况座椅加速度响应
(c) Seat acceleration response under jumping condition

$$\mathbf{Y} = \mathbf{C}\mathbf{X} + \mathbf{D}\mathbf{U} \quad (5)$$

式中, $\mathbf{U} = [F_u]$; $\mathbf{W} = [\dot{q} \ F_0 e^{i\omega t}]^T$, $\dot{q}$ 为路面激励输入, $\dot{q} = \omega B_0 \cos(\omega_1 t)$. 压实系统二次型目标函数为:

$$J = \int_0^\infty (\mathbf{Y}^T \mathbf{Q} \mathbf{Y} + \mathbf{U}^T \mathbf{R} \mathbf{U}) dt \quad (6)$$

式中, $\mathbf{Q} = \text{diag}(q_1)$ 为输出变量加权矩阵, $\mathbf{R} = \text{diag}(q_2)$ 为控制变量的加权矩阵。

将式(5)代入式(6)得

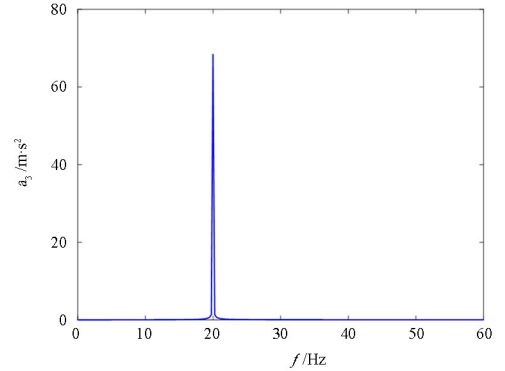
$$J = \int_0^\infty (\mathbf{X}^T \mathbf{Q}_d \mathbf{X} + 2\mathbf{X}^T \mathbf{N}_d \mathbf{U} + \mathbf{U}^T \mathbf{R}_d \mathbf{U}) dt \quad (7)$$

式中, $\mathbf{Q}_d = \mathbf{C}^T \mathbf{Q} \mathbf{C}$, $\mathbf{N}_d = \mathbf{C}^T \mathbf{Q} \mathbf{D}$, $\mathbf{R}_d = \mathbf{R} + \mathbf{D}^T \mathbf{Q} \mathbf{D}$.

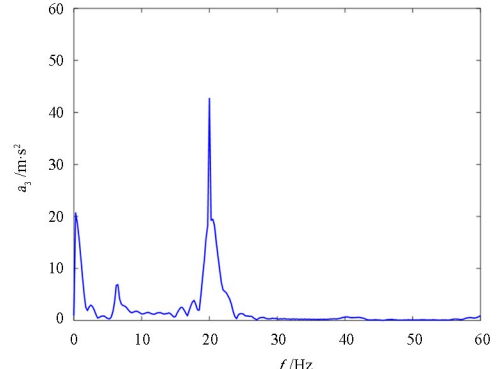
取控制率 $\mathbf{U} = -\mathbf{K}\mathbf{X}$ 可满足给定条件下系统性能指标最小,此时 $\mathbf{K} = \mathbf{R}_d^{-1} (\mathbf{N}_d^T + \mathbf{B}^T \mathbf{P})$. 矩阵 $\mathbf{P}$ 由黎卡提方程可求得:

$$\mathbf{P}\mathbf{A} + \mathbf{A}^T \mathbf{P} - \mathbf{P}\mathbf{B}\mathbf{R}_d^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{P} + \mathbf{Q}_d = 0 \quad (8)$$

由方程(8)可最终求得最优控制力 F_u ,从而实现座椅加速度控制效果,得到经过 LQR 控制后接地和跳振两种工况下座椅加速度和振动轮加速度频谱响应如图 3 所示。



(b) 接地工况振动轮加速度频谱图
(b) Acceleration spectrum chart of vibration wheel under grounding condition



(d) 跳振工况振动轮加速度频谱图
(d) Acceleration spectrum chart of vibration wheel under jumping condition

图 3 经过 LQR 控制后座椅加速度和振动轮加速度频谱响应

Fig. 3 Spectral response of seat acceleration and wheel acceleration after LQR control

分析图 3 可知,在座椅和机架之间加入通过

LQR 方法求解得到的控制力 F_u 后,两种工况下座

椅振动均有明显改善,加速度幅值大幅减小. 接地工况下座椅加速度值由最初的 0.36 m/s^2 下降到 0.2 m/s^2 , 满足表 1 中“没有不舒适”区间要求, 提高了驾驶员操作舒适度, 此时振动轮频谱图与图 2 (b) 相同表明降低座椅加速度的同时振动轮的压实能力未受到影响. 而跳振工况加速度值虽然下降至 3.0 m/s^2 左右, 但仍大于“极不舒适”的区间值 2.0 m/s^2 . 这是由于 LQR 方法中加权矩阵 $\mathbf{Q}$ 、 $\mathbf{R}$ 中的参数(本文中对应的 q_1 、 q_2) 往往只能通过经验选取, 在某些复杂工况下无法直接得到最优控制力, 因此需要引入优化算法以拓宽其适用范围. 图 3(d) 中各频率对应的加速度幅值也有所下降, 说明加入 LQR 后虽座椅加速度未达到要求, 但降低了振动轮跳振的恶劣程度.

2.3 基于粒子群优化算法的振动控制研究

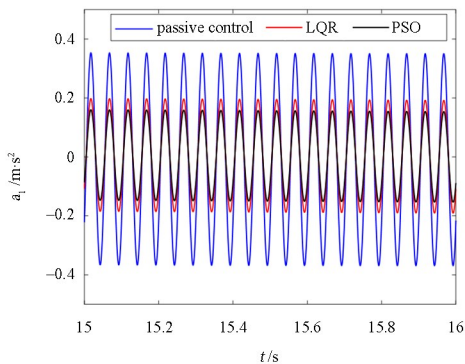
为弥补 LQR 方法加权矩阵 $(\mathbf{Q}, \mathbf{R})$ 中权重参数 (q_1, q_2) 选取过度依赖经验值的局限性, 引入粒子群算法(PSO)对 LQR 控制中加权矩阵各变量参数

的选取进行优化. PSO 源于对鸟类集群活动的社会行为的观察, 借助群体智能和个体间的信息共享来实现全局最优搜索. 假设在一个 D 维空间内, 存在一个由 N 个粒子组成的种群, 其中第 i 个粒子可表示为一个 D 维向量 $\mathbf{x}_i = (x_{i1}, x_{i2}, \dots, x_{iD})$, 其飞行速度表示为 $\mathbf{v}_i = (v_{i1}, v_{i2}, \dots, v_{iD})$, 第 t 代的第 i 个粒子向第 $t+1$ 代进化时, 会按照式(9)、(10) 进行迭代更新速度和位置^[19]:

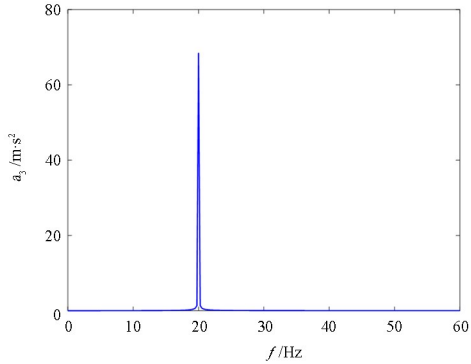
$$\mathbf{v}_{ij}^{t+1} = \omega_p \mathbf{v}_{ij}^t + c_{p1} r_{p1} (\mathbf{p}_{ij}^t - \mathbf{x}_{ij}^t) + c_{p2} r_{p2} (\mathbf{p}_{gj}^t - \mathbf{x}_{ij}^t) \tag{9}$$

$$\mathbf{x}_{ij}^{t+1} = \mathbf{x}_{ij}^t + \mathbf{v}_{ij}^{t+1} \tag{10}$$

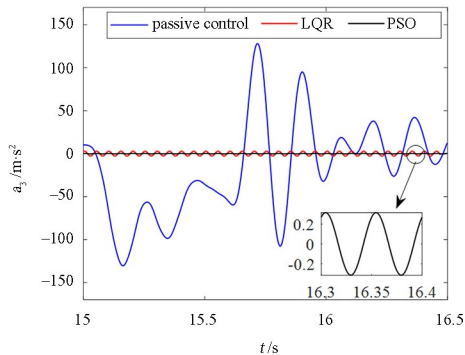
式中, ω_p 表示惯性权重, 取 $\omega_p = 0.5$; c_{p1} 、 c_{p2} 分别为自我学习因子和群体学习因子, 取 $c_{p1} = c_{p2} = 0.8$; r_{p1} 、 r_{p2} 都是 $(0, 1)$ 内的随机数, $\mathbf{p}_{ij}^t$ 、 $\mathbf{p}_{gj}^t$ 分别为第 t 代时第 i 个粒子发现的局部最优解和群体找到的全局最优解 ($j = 1, 2, \dots, D$); 粒子数 $N = 50$; 迭代次数 $i = 30$ 迭代次数, 得到优化后座椅加速度和振动轮加速度频谱响应如图 4 所示.



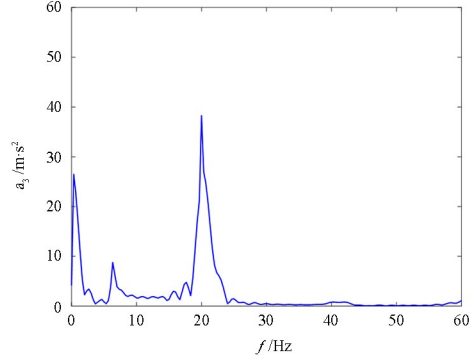
(a) 接地工况座椅加速度响应
(a) Seat acceleration response under grounding condition



(b) 接地工况振动轮加速度频谱图
(b) Acceleration spectrum chart of vibration wheel under grounding condition



(c) 跳振工况座椅加速度响应
(c) Seat acceleration response under jumping condition



(d) 跳振工况振动轮加速度频谱图
(d) Acceleration spectrum chart of vibration wheel under jumping condition

图 4 经过 PSO 优化后座椅加速度和振动轮加速度频谱响应
Fig. 3 Spectral response of seat acceleration and wheel acceleration after PSO optimization

从图4可以看出,经过PSO优化后,两种工况下操作舒适度在只有单一的LQR控制的基础上又得到了提升,接地工况由原来的 0.2 m/s^2 又减小至 0.16 m/s^2 ,图4(b)中基频幅值基本不变可知振动轮的压实能力仍能得到保证;跳振工况由 3 m/s^2 减小至 0.316 m/s^2 ,体现了PSO的全局搜索的优点,也提高了LQR控制策略的适用范围.虽然此时跳振工况正处于“有一点不舒适”区间的临界值,但跳振工况在实际施工时应尽量避免,在此状态下工作时间较短,满足现场施工驾驶员操作舒适度要求,且此时频谱图[图4(d)]中幅值又有所减小,进一步降低了跳振的程度.

2 结论

(1)通过对建立的四自由度“振动压路机一路基”动力学模型进行仿真分析,发现两种工况下座椅处振动情况都超出规定范围.

(2)加入LQR控制策略后,接地工况加速度值由 0.36 m/s^2 下降到 0.2 m/s^2 ;跳振工况加速度响应由原来的不稳定状态转变为稳定的单周期状态,但幅值仍大于“极不舒适”区间值.

(3)采用粒子群算法对控制参数进行优化后,两种工况加速度幅值进一步减小.接地工况由 0.2 m/s^2 减小至 0.16 m/s^2 ;跳振工况由 3 m/s^2 减小至 0.315 m/s^2 ,此时均满足舒适性要求.

参考文献

- [1] 马涛,方周.路基振动压实动力学响应机理研究[J].中国公路学报,2022,35(5):1-11.
MA T, FANG Z. Simulation analysis of vibratory roller response on subgrade [J]. China Journal of Highway and Transport, 2022, 35(5): 1-11. (in Chinese)
- [2] Mechanical vibration and shock-evaluation of human exposure to whole-body vibration-part2: Vibration in buildings (1 Hz to 80 Hz); ISO 2631-2-2003 [S/OL]. [2024-09-10]. <https://www.iso.org/standard/23012.html>.
- [3] 石慧敏,鲍桂泉,黄家琴.振动压路机减振系统研究[J].农业装备与车辆工程,2012,50(6):34-37.
SHI H M, BAO G Q, HUANG J Q. Research on vibratory roller's damping performance [J]. Agri-

- cultural Equipment & Vehicle Engineering, 2012, 50(6): 34-37. (in Chinese)
- [4] 王营,张志峰,宋楠,等.振动压路机二级减振系统的减振性能仿真[J].现代机械,2023(1):65-69.
WANG Y, ZHANG Z F, SONG N, et al. Simulation of two-stage vibration isolation system for vibratory roller [J]. Modern Machinery, 2023(1): 65-69. (in Chinese)
- [5] 李雨,顾秋军,孟凡皓,等.压路机橡胶减振系统动态参数[J].辽宁工程技术大学学报(自然科学版),2014,33(10):1378-1382.
LI Y, GU Q J, MENG F H, et al. Dynamic parameters of rubber damping system of vibratory roller [J]. Journal of Liaoning Technical University (Natural Science), 2014, 33(10): 1378-1382. (in Chinese)
- [6] LANG Z Q, JING X J, BILLINGS S A, et al. Theoretical study of the effects of nonlinear viscous damping on vibration isolation of sdof systems [J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 323(1/2): 352-365.
- [7] 但斌斌,邬俊惠,容芷君,等.基于MATLAB的振动压路机橡胶减振器的参数优化分析[J].机床与液压,2013,41(7):33-35,39.
DAN B B, WU J H, RONG Z J, et al. Parameters optimization analysis of vibratory roller rubber shock absorber based on MATLAB [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2013, 41(7): 33-35,39. (in Chinese)
- [8] 侯劲汝,冯忠绪,徐倩,等.压路机双轮振动对整机减振性能的影响[J].郑州大学学报(工学版),2010,31(6):69-72.
HOU J R, FENG Z X, XU Q, et al. Effect of tandem vibratory roller under double-drum vibration [J]. Journal of Zhengzhou University (Engineering Science), 2010, 31(6): 69-72. (in Chinese)
- [9] KASEMI B, MUTHALIF A G A, RASHID M M, et al. Fuzzy-PID controller for semi-active vibration control using magnetorheological fluid damper [J]. Procedia Engineering, 2012, 41: 1221-1227.
- [10] NGUYEN V L, ZHANG J R, WU Z P, et al. Performance analysis of semi-active cab's hydraulic system of the vibratory roller using optimal fuzzy-PID control [J]. Journal of Southeast University (English Edition), 2019, 35(4): 399-407.
- [11] 商祥志,刘景旭,路永婕,等.振动压路机的滑膜控制研究[J].力学与实践,2024,46(1):127-

- 137.
- SHANG X Z, LIU J X, LU Y J, et al. Research on sliding mode control of vibration roller [J]. *Mechanics in Engineering*, 2024, 46(1): 127—137. (in Chinese)
- [12] 徐冉. 振动压路机减振性能的研究[D]. 西安: 长安大学, 2016.
- XU R. Research on the vibration damping performance of vibratory roller [D]. Xi'an: Changan University, 2016. (in Chinese)
- [13] 刘景旭, 路永婕, 王建西, 等. 振动压实中后期振动轮与压实路面的接触非线性动力学研究[J]. *振动工程学报*, 2024, 37(7): 1161—1168.
- LIU J X, LU Y J, WANG J X, et al. Nonlinear dynamics of vibration wheel contact with compacted pavement in the middle and late stages of vibration compaction [J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2024, 37(7): 1161—1168. (in Chinese)
- [14] 曹东兴, 李庆, 胡文华, 等. 连通式油气悬架三轴重型车辆模型非线性动力学分析[J]. *动力学与控制学报*, 2016, 14(4): 337—342.
- CAO D X, LI Q, HU W H, et al. Nonlinear dynamics analysis of three axis heavy vehicles with hydro-pneumatic suspension [J]. *Journal of Dynamics and Control*, 2016, 14(4): 337—342. (in Chinese)
- [15] 吴莹, 农多敏, 李佳佳, 等. 磁流变悬架汽车的非线性振动特性分析[J]. *动力学与控制学报*, 2013, 11(3): 235—240.
- WU Y, NONG D M, LI J J, et al. Nonlinear vibration analysis of automobile with suspension system of magnetorheological damper [J]. *Journal of Dynamics and Control*, 2013, 11(3): 235—240. (in Chinese)
- [16] 张向东, 高捷, 闫维明. 环境振动对人体健康的影响[J]. *环境与健康杂志*, 2008, 25(1): 74—76.
- ZHANG X D, GAO J, YAN W M. Effects of environmental vibration on human health [J]. *Journal of Environment and Health*, 2008, 25(1): 74—76. (in Chinese)
- [17] Mooney M A, Facas N W. Extraction of layer properties from intelligent compaction Data [R]. Washington: Transportation Research Board, 2013.
- [18] 郑书河, 林述温. 斜向激振模式下振动轮滞回耦合特性分析[J]. *振动与冲击*, 2015, 34(22): 47—53.
- ZHENG S H, LIN S W. Analysis on the coupled hysteresis characteristic of intelligent vibratory roller under slant excitation mode [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2015, 34(22): 47—53. (in Chinese)
- [19] 巩文龙, 常军, 刘大山, 等. 基于量子粒子群优化算法的结构损伤识别[J]. *动力学与控制学报*, 2015, 13(5): 388—393.
- GONG W L, CHANG J, LIU D S, et al. Structural damage identification based on quantum-behaved particle swarm optimization [J]. *Journal of Dynamics and Control*, 2015, 13(5): 388—393. (in Chinese)