

引用格式:

魏刚, 孙松林. 旋耕机组对拖拉机半主动座椅非线性振动的影响[J]. 湖南农业大学学报(自然科学版), 2023, 49(6): 737-742.

WEI G, SUN S L. Influence of rotary tiller group on nonlinear vibration of tractor semi-active seat[J]. Journal of Hunan Agricultural University(Natural Sciences), 2023, 49(6): 737-742.

投稿网址: <http://xb.hunau.edu.cn>



旋耕机组对拖拉机半主动座椅非线性振动的影响

魏刚, 孙松林*

(湖南农业大学机电工程学院, 湖南 长沙 410128)

摘要: 为了解旋耕机组在运输和作业过程中对拖拉机座椅振动的影响, 建立了拖拉机系统竖向平面三自由度振动模型, 应用 Matlab/SIMULINK 对东方红 MG654 型拖拉机悬挂 2BYL-4 型油菜旋耕机组系统进行振动仿真, 以获得座椅加权加速度均方根值最小时空气弹簧气压值和磁流变减振器电流值。仿真结果表明: 当旋耕机组处于运输状态时, 座椅空气弹簧气压为 5 bar、磁流变减振器电流为 0.650 A 时, 座椅加权加速度均方根值最小, 为 0.629 m/s²; 当旋耕机组处于作业状态时, 座椅空气弹簧气压为 5 bar、磁流变减振器电流为 0.250 A 时, 座椅加权加速度均方根值最小, 为 0.520 m/s²; 这表明通过改变座椅空气弹簧气压和磁流变减振器电流, 减小了座椅加速度均方根值, 可改善驾驶员的驾驶感受。在座椅加权加速度均方根值最小时进行试验研究, 并将座椅非线性振动试验结果和仿真结果对比, 其最大相对误差为 6.40%。由此可见, 建立的非线性模型比较合理。

关键词: 拖拉机; 旋耕机组; 半主动座椅; 非线性振动; 固有频率; 加速度均方根值

中图分类号: S219.032.9

文献标志码: A

文章编号: 1007-1032(2023)06-0737-06

Influence of rotary tiller group on nonlinear vibration of tractor semi-active seat

WEI Gang, SUN Songlin*

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Hunan Agricultural University, Changsha, Hunan 410128, China)

Abstract: In order to comprehend the influence of rotary tiller group on the vibration characteristics of tractor seat in transport and working state, the vibration model of the tractor system with 3 freedom degrees were established in the vertical plane. The vibration simulation of Dongfanghong MG654 tractor suspended 2BYL-4 rapeseed rototiller system was carried out with Matlab/SIMULINK to obtain the minimum air spring pressure value and the current value of Mr Damper when the root mean square of seat weighted acceleration was the smallest. The simulation results show that the smallest value of the seat weighted acceleration root mean square is 0.629 m/s² when the air pressure is 5 bar and the current is 0.650 A in transport state, and the smallest value of the seat weighted acceleration root mean square is 0.520 m/s² when the air pressure is 5 bar and the current is 0.250 A in working state. It shows that the root mean square value of the acceleration of the seat could be reduced by changing the air pressure of the seat air spring and the current of the Mr Damper, thus the driver's driving experience could be effectively improved. The experimental study was carried out when the seat weighted acceleration root-mean-square value was the lowest, and the seat nonlinear vibration test results were compared with the simulation results, and the maximum relative error was 6.40%. It can be seen that the established nonlinear model is reasonable.

Keywords: tractor; rotary tiller group; nonlinear vibration; natural frequency; the acceleration root mean square; semi-active seat

拖拉机工作过程中座椅会产生较强的振动, 对驾驶员身体健康造成危害。研究^[1-2]表明, 高强度

低频全身振动会对人的脊柱、腰椎、肾脏、胃等造成伤害。拖拉机驾乘振动的研究^[3-4]成为热点。

收稿日期: 2022-07-27

修回日期: 2023-10-06

基金项目: 湖南省科学技术厅项目(2018NK2061)

作者简介: 魏刚(1978—), 男, 湖北公安人, 博士, 主要从事农业机械振动研究, wgs103@163.com; *通信作者, 孙松林, 博士, 教授, 主要从事农业机械装备设计研究, hnndssl@163.com

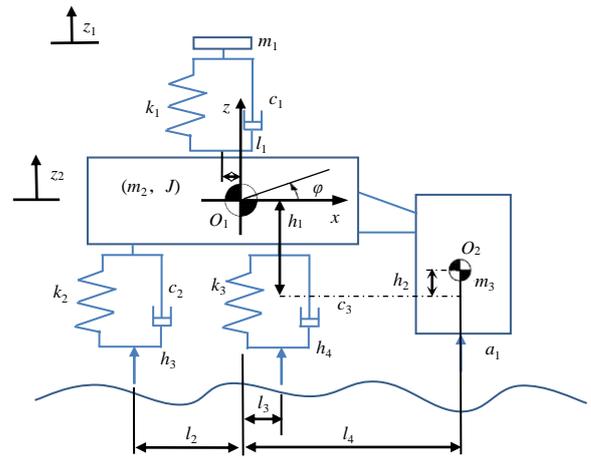
张润生等^[5]在三维空间建立了拖拉机犁耕机组 10 自由度线性振动模型,分析了同时受车轮位移和犁的外力激励时机组动态响应计算方法和振动特点,结果表明,车轮位移激励是引起车辆振动的主要原因。朱思洪等^[6]研究了不同农具质量对拖拉机+悬挂农具系统振动特性的影响,认为拖拉机+悬挂农具系统垂向振动和俯仰振动固有频率随悬挂农具质量的增大而减小,且俯仰振动固有频率减小得更明显。SERVADIO 等^[7]研究了轮胎和行驶速度对中型拖拉机乘坐振动特性的影响,发现加速度的变化与前进速度的增加并不严格成正比。王绪旺等^[8]用集总参数的方法建立了汽车 7 自由度的整车振动非线性模型,并以车身垂向加权加速度的均方根值作为优化目标函数,对整车模型进行了优化设计,并将优化之后的车辆数据进行平顺性仿真,证明通过优化可以在一定程度上提高汽车行驶的平顺性。胡凌俊等^[9]建立了装甲车辆座椅的非线性随机动力学模型,得到座椅系统在未控状态和受控状态下稳态响应的概率密度、均方值等统计量,结果表明,在受控状态下,该控制策略对稳态响应均方值的控制效果达到了 85.0%,具有良好的减振效果。夏兆旺等^[10]建立了汽车座椅减振系统的非线性模型,通过平均法得到了半主动减振系统发生主共振时的理论解,数值仿真表明,在主共振区,磁流变阻尼器的阻尼和控制力对半主动减振系统的幅频响应影响都很明显,在非共振区,磁流变阻尼器的阻尼、控制力和零力速度对座椅系统的响应影响都很小。

当前,在南方油菜播种中,东方红 MG654 型拖拉机与旋耕机组配合使用较为常见,而旋耕机组的振动对驾驶员驾乘舒适性影响较大,因而笔者以东方红 MG654 型拖拉机和 2BYL-4 型油菜旋耕机组为研究对象,建立拖拉机系统竖向平面三自由度振动模型,对其半主动座椅建立了非线性振动模型;应用仿真和试验相结合的方法研究了旋耕机组在运输和作业状态下对拖拉机座椅振动特性的影响,以为拖拉机座椅减振的设计提供依据。

1 拖拉机系统振动模型的建立

MG654 型拖拉机无悬架,将轮胎与半主动座椅悬架视为弹簧-阻尼器元件,其余各构件均简化为刚体,建立拖拉机+旋耕机组+座椅系统的 3 自由度

振动模型,如图 1 所示。



m_1 驾驶员质量; m_2 拖拉机质量; m_3 旋耕机组质量; k_1 座椅刚度; k_2 前轮刚度; k_3 后轮刚度; c_1 座椅尼系数; c_2 前轮阻尼系数; c_3 后轮阻尼系数; h_1 质心 O_1 到后轴中心的垂直距离; h_2 旋耕机组质心到后轮轴中心的竖向距离; h_3 前轮处的路面激励; h_4 后轮处的路面激励; z_1 座椅质心处竖向位移; z_2 车身质心处竖向位移; l_1 座椅中心到质心 O_1 的水平距离; l_2 质心 O_1 到前轴的水平距离; l_3 质心 O_1 到后轴的水平距离; l_4 质心 O_1 到质心 O_2 的水平距离; φ 车身质心处俯仰角位移; J 系统绕旋转中心轴的转动惯量; a_1 旋耕机组激励加速度。

图 1 拖拉机+旋耕机组+座椅系统 3 自由度振动模型

Fig.1 3-DOF vibration model of tractor system in XZ plane

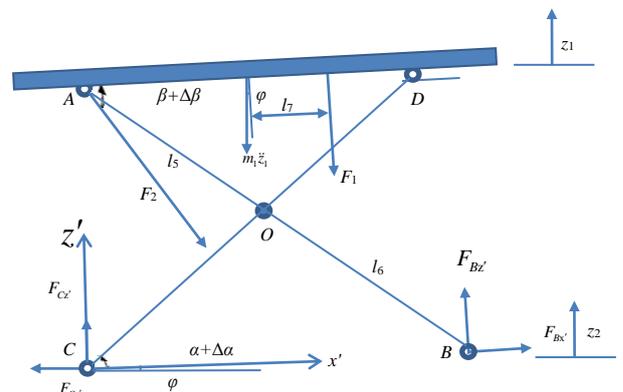
建立整机系统的微分方程。

$$m_2 \ddot{z}_2 + (c_2 + c_3) \dot{z}_2 + (k_2 + k_3) z_2 - (c_2 l_2 - c_3 l_3) \dot{\varphi} - (k_2 l_2 - k_3 l_3) \varphi = c_2 \dot{h}_3 + c_3 \dot{h}_4 + k_2 h_3 + k_3 h_4 + m_3 a_1 - m_1 \ddot{z}_1 \quad (1)$$

$$J \ddot{\varphi} - (c_2 l_2 - c_3 l_3) \dot{z}_2 - (k_2 l_2 - k_3 l_3) z_2 + (c_2 l_2^2 + c_3 l_3^2) \dot{\varphi} + (k_2 l_2^2 + k_3 l_3^2) \varphi = -c_2 \dot{h}_3 l_2 + c_3 \dot{h}_4 l_3 - k_2 h_3 l_2 + k_3 h_4 l_3 + m_3 a_1 l_4 + m_1 \ddot{z}_1 l_1 \quad (2)$$

2 半主动座椅非线性振动模型的建立

拖拉机半主动座椅受力如图 2 所示。



l_5 、 l_6 剪力杆长; l_7 座椅中心到弹簧的水平距离; α 剪力杆与水平方向夹角; β 阻尼器与水平方向夹角; $\Delta\alpha$ 和 $\Delta\beta$ 座椅振动时角度改变量; x' x 轴逆时针转 φ ; z' z 轴逆时针转 φ ; F_1 空气弹簧受力; F_2 磁流变阻尼器受力; F_{C_x} 和 F_{C_y} 车身给座椅在 C 点约束力; F_{B_x} 和 F_{B_y} 车身给座椅在 B 点约束力。

图 2 拖拉机半主动座椅的受力

Fig.2 The force of tractor semiactive seat

对座椅建立平衡方程。

$$\sum F_x = 0, -F_{Cx} - F_2 \cos(\beta + \Delta\beta) + F_{Bx'} - m_1 \ddot{z}_1 \sin \varphi = 0 \quad (3)$$

$$\sum F_z = 0, F_{Cz} + F_{Bz'} - F_2 \sin(\beta + \Delta\beta) - F_1 - m_1 \ddot{z}_1 \cos \varphi = 0 \quad (4)$$

$$\sum M_C = 0, F_{Bz'} \cdot 2l_6 \cos(\alpha + \Delta\alpha) - F_1 [l_7 + l_6 \cos(\alpha + \Delta\alpha)] - m_1 \ddot{z}_1 \cos \varphi l_6 \cos(\alpha + \Delta\alpha) + m_1 \ddot{z}_1 \sin \varphi l \sin(\alpha + \Delta\alpha) - F_2 \cos(\beta + \Delta\beta) l \sin(\alpha + \Delta\alpha) = 0 \quad (5)$$

其中, $l = l_5 + l_6$, $F_{Bx'} = \mu F_{Bz'}$, μ 为摩擦系数, 考虑微幅振动时 $\alpha + \Delta\alpha \approx \alpha$, $\beta + \Delta\beta \approx \beta$ 。

分别选择杆件 AB 及杆件 CD 为研究对象^[11],

建立平衡方程联立求解得到:

$$m_1 \ddot{z}_1 \left[l_6 \cos(\alpha + \varphi) (1 + \mu \tan \alpha) + 2l_5 \cos(\alpha - \varphi) + (\cos \alpha - \mu \sin \alpha) \times \frac{\mu (l_6 \cos \alpha \cos \varphi - l \sin \alpha \sin \varphi) \tan \alpha + l_6 \cos \alpha \cos \varphi + (l_5 - l_6) \sin \alpha \sin \varphi}{\cos \alpha + \mu \sin \alpha} \right] + F_1 \left[(l_7 + l_6 \cos \alpha) (1 + \mu \tan \alpha) + l_5 \cos \alpha + \frac{l_6 \cos \alpha - l_7 + \mu (l_7 + l_6 \cos \alpha) \tan \alpha}{\cos \alpha + \mu \sin \alpha} \right] \times (\cos \alpha - \mu \sin \alpha) + F_2 \left[2l_5 \sin(\alpha + \beta) + \frac{l \cos \beta \sin \alpha [(1 - \mu) l_5 + (1 + \mu \tan \alpha) l_6]}{2l_6} \right] + \frac{(\cos \alpha - \mu \sin \alpha) [2l_6 \sin(\beta - \alpha) - \mu l \cos \beta \sin \alpha (0.5 - \tan \alpha)]}{\cos \alpha + \mu \sin \alpha} \Big] = 0 \quad (6)$$

半主动座椅 2 个关键可调元件, 阻尼器选用 LORD 公司的 RD-1005-3 型磁流变减振器^[11]; 空气弹簧选用广州高马特公司产品, 设计高度为 45 mm, 参数如表 1 所示。

表 1 空气弹簧负荷能力

弹簧高度/ mm	负荷能力/N				
	3 bar	4 bar	5 bar	6 bar	7 bar
38	875	1065	1215	1440	1645
41	565	725	880	1040	1180
45	420	550	680	820	950
65	350	460	575	695	805
90	225	295	360	430	490

空气弹簧非线性振动时, 其恢复力^[12]可表示为:

$$F_1 = k_4 [z_1 - z_2 + (l_1 - l_7) \tan \varphi] + k_5 [z_1 - z_2 + (l_1 - l_7) \tan \varphi]^2 + k_6 [z_1 - z_2 + (l_1 - l_7) \tan \varphi]^3 \quad (7)$$

式中, 系数 k_4, k_5, k_6 列于表 2。

根据表 1 数据, 应用 Matlab 软件对空气弹簧恢复力进行三次多项式拟合, 得到系数如表 2 所示。

磁流变减振器宾汉姆(Bingham)粘塑模型, 其阻尼力的非线性表达式^[13]为:

$$F_2 = \left\{ c_1 [\dot{z}_1 - \dot{z}_2 + (l_5 \cos \alpha + l_1) \dot{\varphi}] + F_{MRI} \right\} \sin \beta \quad (8)$$

式中: $F_{MRI} = 0.228 1I^3 - 1.361 6I^2 + 2.576 3I - 0.179 9$, 为输入电流 I 时的库仑阻尼力。

表 2 空气弹簧拟合系数

表压/bar	k_4	k_5	k_6
3	4.168×10^7	2.671×10^6	4.011×10^4
4	4.736×10^7	3.026×10^6	4.595×10^4
5	4.995×10^7	3.168×10^6	4.852×10^4
6	5.147×10^7	3.555×10^6	5.661×10^4
7	6.390×10^7	4.027×10^6	6.204×10^4

参考文献[14-15], 测得拖拉机和其半主动座椅参数如表 3 所示。

表 3 MG65 型拖拉机及其半主动座椅相关参数

参数	数值	参数	数值
m_2/kg	3079	l_1/mm	230
m_3/kg	790	l_2/mm	1620
$k_2/(\text{N m}^{-1})$	380 989	l_3/mm	480
$k_3/(\text{N m}^{-1})$	383 258	l_4/mm	1730
$c_2/(\text{N s m}^{-1})$	1908.5	l_7/mm	135
$c_3/(\text{N s m}^{-1})$	2684.6	h_1/mm	260
P_1/kPa	240	β°	67.3
$l_5, l_6/\text{mm}$	140	P_2/kPa	150
μ	0.02		

旋耕机在运输状态, 质心 O_2 到后轴中心的垂直距离 $h_2=250$ mm, 拖拉机+旋耕机系统绕旋转中心轴(y 轴)转动的转动惯量^[16] $J=5084.4$ kg m^2 ; 旋耕机在工作状态, $h_2=-50$ mm, $J=5105.4$ kg m^2 。

3 仿真方案的设计与分析

应用 Matlab 中 Simulink 模块建立拖拉机系统振动仿真模型^[17], 旋耕机组在运输和工作状态振动输入路面等级分别为 D 级和 F 级^[18]。工作时, 其耕深 130 mm, 刀片转速 360 r/min, 为减少拖拉机振动对旋耕机垂向加速度的影响, 在 TCC 电力四驱土槽试验平台上获取旋耕机垂向激励加速度数据。拖拉机在乡间道路的前进速度为 15 km/h, 在田间工作时为 2 km/h。

在弹簧气压分别为 3、4、5、6、7 bar 时, 磁流变阻尼器电流分别为 0.000 A、0.125 A、0.500 A、1.000 A 进行仿真。

通过仿真, 获得座椅在弹簧气压和阻尼器电流变化时垂向加速度均方根值和俯仰角加速度均方根值, 结合人体振动评价参数^[19-20], 计算座椅总加权加速度均方根值, 其变化如图 3、图 4 所示。

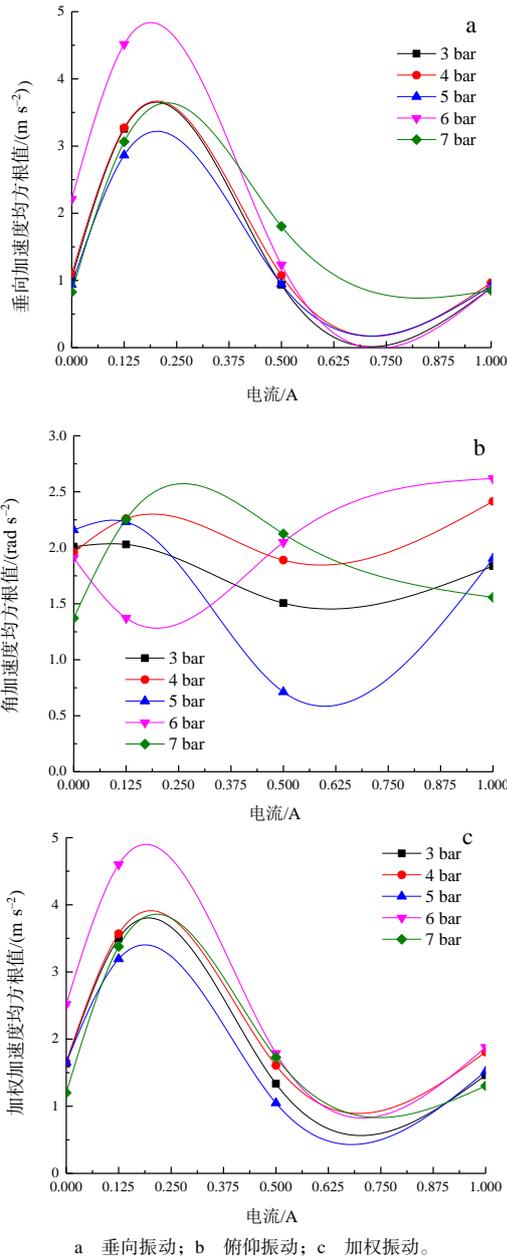


图3 运输状态时座椅加速度均方根值

Fig.3 RMS of acceleration of the seat in transport state

当旋耕机组处于运输状态时,从图 3-a 中可知,磁流变阻尼器电流从 0 增加到 0.250 A 时,座椅垂向加速度均方根值单调递增;电流从 0.250 A 增加到 0.650 A 时,座椅垂向加速度均方根值单调递减;电流从 0.650 A 增加到 1.000 A 时,座椅垂向加速度均方根值又单调递增;在电流在 0.650 A 附近座椅垂向加速度均方根值最小;从图 3-b 中可见,随着电流的增加,座椅角加速度均方根值在弹簧气压为 3 bar 附近震荡;从图 3-c 中发现,座椅加权加速度均方根值变化趋势与图 3-a 中垂向加速度均方根值类似,在弹簧气压 5 bar、电流 0.650 A 时座椅加权

加速度均方根值最小,驾乘人员舒适性最好。

当旋耕机组处于作业状态时,从图 4-a 中可知,在阻尼器电流从 0 增加到 1.000 A 的过程中,座椅垂向加速度均方根值最小值在电流 0.250 A 处;从图 4-b 中可见,随着阻尼器电流的增加,座椅角加速度均方根值在气压为 3、4 和 7 bar 变化趋势较接近,而气压在弹簧 5 bar 和 6 bar 时变化趋势较一致;从图 4-c 中发现,座椅加权加速度均方根值变化趋势与图 4-a 中垂向加速度均方根值类似,在弹簧气压 5 bar,阻尼器电流 0.250 A 时座椅加权加速度均方根值最小,驾乘人员舒适性最好。

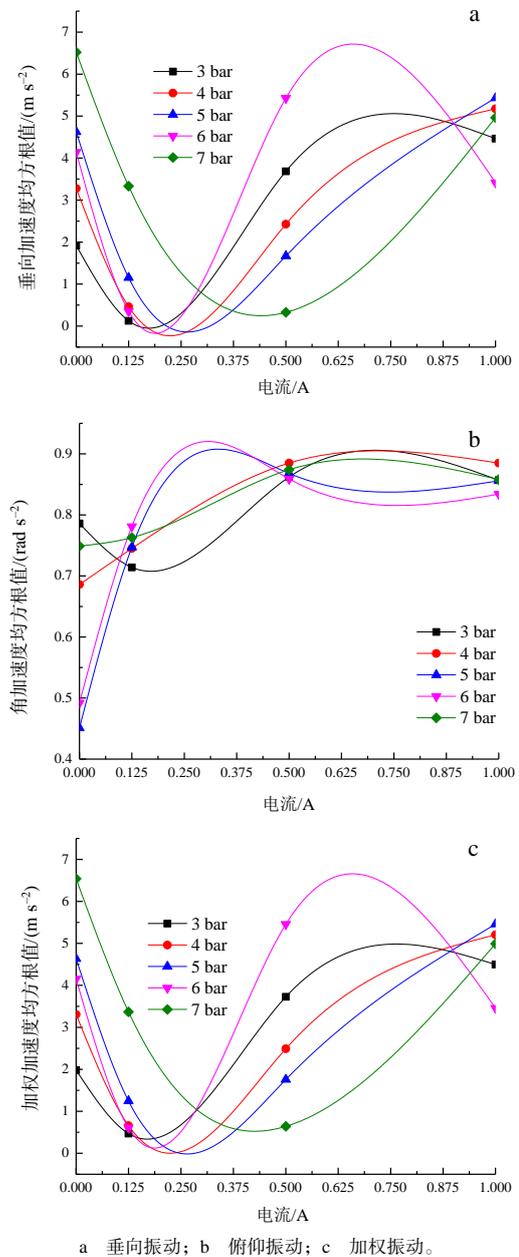


图4 作业状态时座椅加速度均方根值

Fig.4 RMS of acceleration of seat in working state

4 试验

试验在湖南农业大学农机智能装备试验中心进行。将半主动座椅安装在东方红 MG654 型拖拉机上，空气弹簧的气压由空气压缩机和调压阀控制，阻尼器的电流由稳压电源提供。分别在田间道路行驶和作业状态时，将维特 WT901C 数字姿态传感器安装在座椅椅面下中心处，测定拖拉机座椅振动的垂向加速度和俯仰角加速度。

根据仿真结果，分别在运输状态(阻尼器电流为 0.650 A、弹簧气压为 5 bar)及作业状态(阻尼器电流为 0.250 A、弹簧气压为 5 bar)时进行试验。重复 3 次，将平均值作为最终试验值。

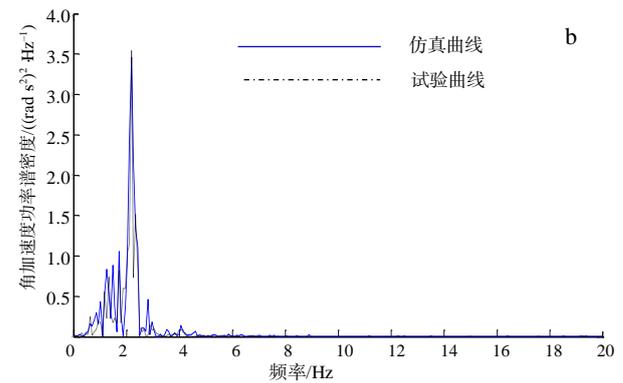
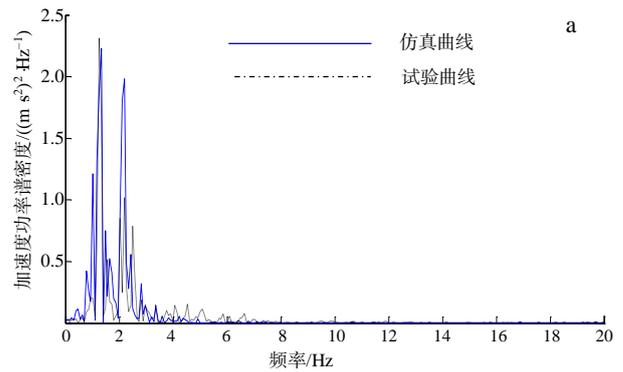
为了便于分析座椅垂向振动加速度和俯仰振动角加速度的频域信号，对其时域信号进行傅里叶变换得到座椅加速度的功率谱密度^[21]，功率谱密度的第一峰值频率即为固有频率。将其仿真结果和试验结果进行对比，如图 6、图 7 所示。旋耕机组在运输及作业状态，仿真与试验值及相对误差见表 4。由表 4 可见，最大误差为 6.40%，其原因是：仿真路面激励采用积分白噪声路面模型，与实际路面激励有一定差别；同时，旋耕机仿真时输入实测地面激励与工作时的地面激励不完全一致；理论模型建立的是拖拉机的平面模型，未考虑其横向振动耦合的影响。

表 4 旋耕机组在运输及作业状态时座椅加速度均方根值

Table 4 The root-mean-square value of the acceleration of the seat in rotary tiller group transport state and working state

项目	垂向加速度均方根值/(m s ⁻²)		俯仰角加速度均方根值/(rad s ⁻²)		加权加速度均方根值/(m s ⁻²)	
	运输	作业	运输	作业	运输	作业
仿真	0.565	0.395	0.691	0.535	0.629	0.520
试验	0.549	0.422	0.675	0.565	0.612	0.553
相对误差/%	2.910	6.400	2.370	5.310	2.780	4.160

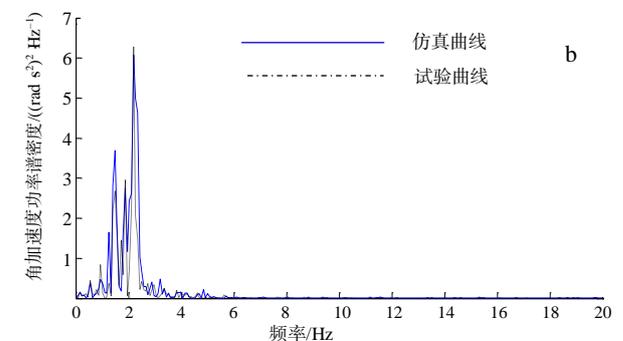
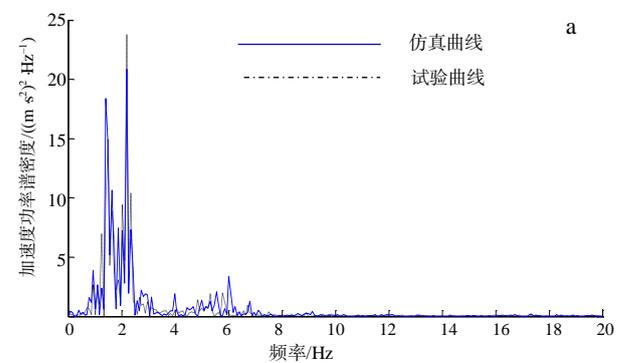
由图 6、图 7 可见，旋耕机组在运输和工作状态，当座椅加权加速度最小时，其振动第一、第二峰值固有频率均不在人体敏感频率 4~8 Hz 内；工作状态，座椅垂向振动在频率 6.15 Hz 处有 1 个较小峰值，说明旋耕机组工作时和拖拉机、座椅振动有耦合，在研究时需引起关注。



a 垂向振动；b 俯仰振动。

图 6 运输状态座椅加速度仿真与试验功率谱密度曲线

Fig.6 PSD curves of simulation and experiment of seat acceleration in transport state



a 垂向振动；b 俯仰振动。

图 7 作业状态座椅加速度仿真与试验功率谱密度曲线

Fig.7 PSD curves of simulation and experiment of seat acceleration in working state

5 结论

用仿真和试验相结合的方法,研究了旋耕机组在运输和作业状态时对座椅振动特性的影响,结果表明,旋耕机组处于运输状态时,当弹簧气压为5 bar、阻尼器电流为0.650 A时,座椅加权加速度均方根值最小,为0.629 m/s²;旋耕机组处于作业状态时,当弹簧气压为5 bar、阻尼器电流为0.250 A时加速度加权均方根值最小,为0.520 m/s²。通过改变座椅悬架空气弹簧气压和磁流变阻尼器电流,可以有效减小座椅加速度均方根值,从而提升驾驶员的驾驶感受。

半主动座椅非线性振动模型得到试验结果的验证,具有较好的精度。

参考文献:

- [1] 段骊,张祥春,程宏,等. 全身振动对人体肾脏位置的影响[J]. 中国公共卫生学报, 1996, 15(1): 37-38.
- [2] CUTINI M, COSTA C, BISAGLIA C. Development of a simplified method for evaluating agricultural tractor's operator whole body vibration[J]. Journal of Terramechanics, 2016, 63: 23-32.
- [3] CUONG D M, ZHU S H, ZHU Y. Effects of tyre inflation pressure and forward speed on vibration of an un-suspended tractor[J]. Journal of Terramechanics, 2013, 50(3): 185-198.
- [4] 王凯. 基于LabVIEW的农业轮式拖拉机驾驶员全身振动测评系统的研究[D]. 呼和浩特: 内蒙古农业大学, 2013.
- [5] 张润生, 赵铨, 刘任先. 拖拉机犁耕机组的振动分析[J]. 农业机械学报, 1995, 26(2): 27-31.
- [6] 朱思洪, 徐刚, 袁加奇, 等. 农具质量对拖拉机悬挂农具系统振动特性的影响[J]. 农业工程学报, 2014, 30(24): 30-37.
- [7] SERVADIO P, BELFIORE N P. Influence of tyres characteristics and travelling speed on ride vibrations of a modern medium powered tractor Part I: Analysis of the driving seat vibration[J]. Agricultural Engineering International: the CIGR Journal, 2013, 15(4): 119-131.
- [8] 王绪旺, 丰星星, 陈晓宇, 等. 考虑汽车悬架非线性参数的平顺性分析及优化[C]//中国力学学会. 中国力学大会论文集. 杭州: 中国力学学会, 2019: 3012-3030.
- [9] 胡凌俊, 刘彬, 宦荣华, 等. 装甲车辆座椅非线性随机振动的最优半主动控制[J]. 振动与冲击, 2020, 39(23): 220-224.
- [10] 夏兆旺, 魏守贝, 张帆, 等. 车辆座椅半主动减振系统非线性特性分析[J]. 汽车工程学报, 2015, 5(6): 421-426.
- [11] 朱星星. 一种新型座椅半主动悬架系统振动特性研究[D]. 南京: 南京农业大学, 2011.
- [12] 王靖岳, 郭胜, 鄂加强. 非线性空气弹簧数学模型的研究[J]. 机械设计, 2019, 36(6): 20-23.
- [13] 刘韶庆. 磁流变可调阻尼减振器的特性研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2007.
- [14] 吕宝占. 非公路车辆前轴油气悬架系统动力学特性研究[D]. 南京: 南京农业大学, 2008.
- [15] 聂信天, 史立新, 顾浩, 等. 农用轮胎径向刚度 and 阻尼系数试验研究[J]. 南京农业大学学报, 2011, 34(5): 139-143.
- [16] 聂信天, 史庆春, 顾浩, 等. 拖拉机转动惯量测量及误差分析[J]. 机械科学与技术, 2012, 31(8): 1325-1328.
- [17] 张春红. 基于MATLAB的汽车振动系统仿真[J]. 机械工程与自动化, 2008, 147(2): 83-84.
- [18] GB/T 7031—1986 车辆振动输入路面平度表示方法[S].
- [19] ISO 2631-1: 1997(E) 人体承受全身振动评价 第一部分一般要求[S].
- [20] 唐传茵, 张天侠, 李华, 等. 汽车振动舒适性评价研究[J]. 振动与冲击, 2008, 27(9): 158-161.
- [21] 叶元瑜. 拖拉机乘坐振动理论分析[J]. 农业机械学报, 1982, 13(1): 19-32.

责任编辑: 罗慧敏
英文编辑: 吴志立