

基于 ADAMS 的轮式拖拉机行驶平顺性研究

周杰 徐红梅 王君 林卫国

华中农业大学工学院, 武汉 430070

摘要 基于 Pro/E 软件平台, 构建拖拉机-座椅悬架系统简化的几何模型, 并将其导入 ADAMS 软件, 编写轮胎属性文件与路面激励文件, 构建拖拉机-座椅-路面系统的虚拟样机。针对不同的行驶速度与路面激励, 对拖拉机的行驶平顺性进行仿真分析, 探究行驶速度与路面激励对拖拉机平顺性的影响。结果表明, 行驶速度与路面激励不平度对拖拉机行驶平顺性具有重要影响, 以较高车速行驶时, 驾驶员垂直方向振动强度明显高于较低车速的振动强度; 在粗糙路面上行驶时, 驾驶员的主观振动感明显强于平坦路面的振动感。增设座椅悬架系统改进拖拉机座椅结构, 探究增设座椅悬架系统对行驶平顺性的影响, 结果表明, 增设座椅悬架系统可以明显降低其垂直方向的振动幅度, 避开人体内脏器官和脊椎系统振动敏感频率区域, 提高拖拉机行驶的平顺性。

关键词 轮式拖拉机; 座椅悬架系统; 平顺性; 虚拟样机; ADAMS

中图分类号 S 237 **文献标识码** A **文章编号** 1000-2421(2017)03-0093-08

拖拉机的行驶平顺性是指拖拉机行驶时吸收所产生的各种振动和冲击的能力, 以动态舒适性反映驾驶拖拉机的一种舒适程度。在田间行走过程中, 受农田不平度、工作装置动作、传动系统运转以及自身结构特点等因素的影响, 其机体会产生强烈振动。机体振动不仅会加速机器各部件的磨损, 使其可靠性和寿命明显降低, 还会使驾驶员的身心健康和作业效率受到影响^[1], 当振动比较强烈时, 会造成骨骼、关节等的损伤^[2], 驾驶平顺性已成为衡量农机装备质量的重要指标。拖拉机的行驶平顺性已日益引起人们的关注, 国外已对此进行了深入的研究^[3-6]。相比之下, 我国的相关研究尚处于起步阶段, 但也有学者在进行探索性研究^[7-9]。ADAMS (automatic dynamic analysis of mechanical systems, ADAMS) 集建模、求解、可视化于一体, 是目前应用最为广泛的机械系统仿真分析软件, 已被成功应用于汽车振动舒适性仿真分析^[10-13]。近年来, 在农业机械振动舒适性分析领域逐渐被予以采用^[14-17]。

本研究以某轮式拖拉机为研究对象, 采用 Pro/E 软件构建拖拉机-座椅悬架系统简化的几何模型, 并基于 ADAMS 软件平台编写轮胎属性文件与

路面激励文件, 增设座椅悬架系统改进座椅结构, 构建拖拉机-座椅-路面系统的虚拟样机, 并分别以不同的路面激励与行驶速度对系统的平顺性进行仿真分析, 探究路面激励对人体振动的影响以及座椅-人体之间的振动传递特性, 为拖拉机驾驶室与座椅系统的舒适性设计提供一定的参考依据。

1 材料与方法

诱发拖拉机行驶振动的因素较多, 若全部加以考虑则较为复杂, 因此, 可重点考虑地面不平度所引起的随机振动。随机振动不仅与地面的几何形状有关, 而且还与拖拉机行驶速度、车轮直径以及轮胎弹性属性等因素有关。在地面不平度的激励下, 拖拉机机身将产生 6 个自由度的振动, 即沿着 X、Y 和 Z 轴的纵向振动、横向振动以及垂向振动的直线振动, 以及绕 X、Y 和 Z 轴的侧倾振动、俯仰振动以及横摆振动的角振动。轮式拖拉机的轮胎与座椅悬架系统可以衰减振动的高频部分, 因此, 传递到座椅的振动主要为 0~20 Hz 的低频随机振动。低频振动传递到车辆和驾驶员, 不仅会影响拖拉机的行驶平顺性与零部件使用寿命, 而且会危害驾驶员的身心健

收稿日期: 2016-06-08

基金项目: 国家自然科学基金项目(51305152); 国家自然科学基金青年基金项目(51405178); 教育部博士点新教师基金项目(20110146120008); 国家留学基金委项目(201406765046)

周杰, 硕士研究生, 研究方向: 农机装备振动噪声控制, E-mail: zhoujie192939@qq.com

通信作者: 徐红梅, 博士, 副教授, 研究方向: 农机装备振动噪声控制, E-mail: xhm790912@163.com

康^[18-19]。

1.1 整机几何模型的构建

考虑到人体“敏感”频率区域主要集中于 20 Hz 以内,研究主要针对 20 Hz 以下低频振动,发动机运转时引起的高频振动予以忽略。建模时将发动机、传动系统等简化为质量块固定连接在车架上,整机结构简化为拖拉机底盘与驾驶室的刚性组合。底盘和驾驶室按照前后轴距、左右轮距等尺寸与质量要求建模,以确保零部件之间的空间定位关系。同时,还应根据拖拉机整机结构的质量分配,获得整机模型质量属性参数,设置材料密度。之后,即可采用 Pro/E 软件建立整机的几何模型,并通过 Pro/E 另存为功能输出“抛物面(.x_t)”格式文件,利用 ADAMS 的 Import a File 命令,选择 Parasolid(*.x_t)格式文件,将所建立的拖拉机整机几何模型导入 ADAMS,获得拖拉机整机几何模型(图 1)。

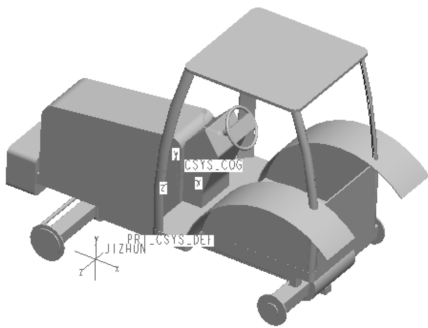


图 1 拖拉机整机几何模型

Fig.1 Geometric model of the tractor

1.2 座椅悬架系统虚拟样机的构建

轮式拖拉机座椅与机体之间采用的是刚性连接,其对拖拉机传入人体的振动衰减效果较差。图 2 所示为轮式拖拉机的座椅部分结构。



图 2 某轮式拖拉机的座椅

Fig.2 Seat of the wheeled tractor

拖拉机座椅悬架系统一般采用被动式悬架,因此,可将人-椅简化为一个具有质量、刚度、阻尼的单自由度振动系统。座椅悬架系统弹簧刚度的选择主要依据其固有频率、外部激励频率以及人体器官对各频率的反应综合考虑,而固有频率则根据国标疲劳工作效率降低界限与拖拉机机体振动特性峰值频率分析确定。

根据国标 GB/T 8421—2000,4 个级别的拖拉机机体振动特性峰值频率位于 2.2~4.2 Hz,根据隔振理论,拖拉机座椅悬架固有频率 f_n 应位于 1.56~2.97 Hz。轮式拖拉机最小使用质量为 3 675 kg,属于 1 级拖拉机,设机体振动中心频率为 3.25 Hz,座椅悬架固有频率 f_n 为 2.30 Hz。座椅悬架弹簧刚度表达式如下:

$$K=M_0(2\pi f_n)^2 \tag{1}$$

式(1)中, M_0 为座椅与驾驶员的等效质量。根据国标 GB/T 10910—2004,驾驶员质量为 75 kg,设座椅质量为 30 kg,等效质量 M_0 为 105 kg,代入式(1),计算座椅悬架弹簧刚度 K ,其值为 21 928 N/m。

座椅悬架系统阻尼系数 C 计算公式为

$$C=2\zeta\sqrt{KM_0} \tag{2}$$

式(2)中, ζ 为阻尼比,其推荐值为 0.3~0.5。设定座椅悬架系统阻尼比 ζ 为 0.5。由于 $K=21\,928\text{ N/m}$,以 $M_0=105\text{ kg}$ 代入式(2),计算系统阻尼系数 C ,其值为 1 517.38 N·s/m。

根据人机工程学理论以及轮式拖拉机座椅的相关尺寸,可将人体视为 75 kg 的质量块,即可得到座椅悬架系统的静态参数。根据上述静态参数,采用 Pro/E 软件建立座椅悬架系统的几何模型(图 3),并将其导入 ADAMS 软件,添加座椅悬架系统的弹簧力以及各构件之间的约束即可得到座椅悬架系统的虚拟样机。其中,座椅悬架系统的等效质量 M_0 为 105 kg,阻尼比 ζ 为 0.5,阻尼系数 C 为 1 517.38 N·s/m,固有频率 f_n 为 2.3 Hz,刚度 K 为 21.928 kN/m。

座椅悬架底板通过阻尼弹簧将拖拉机机体振动传递给悬架顶板。顶板与横杆固结,横杆上的剪杆受力绕铰接点转动,带动滑块在滑槽内移动。滑槽左右挡限制滑块移动距离,从而得以限制座椅上下振动的幅度。根据座椅悬架系统各构件的运动关系,在 ADAMS 中采用连接(connectors)工具栏中的关节(joints)命令在各构件之间添加约束,包括转

动副、固定副、移动副以及弹簧约束。图 4 所示为座椅悬架系统的虚拟样机模型,其约束包括 8 个转动副,3 个移动副以及 4 个固定副。表 1 所示为各构件之间的约束关系。

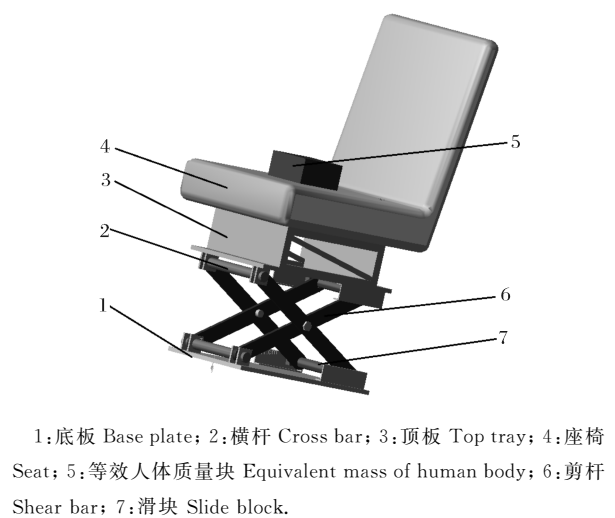


图 3 座椅悬架系统装配模型

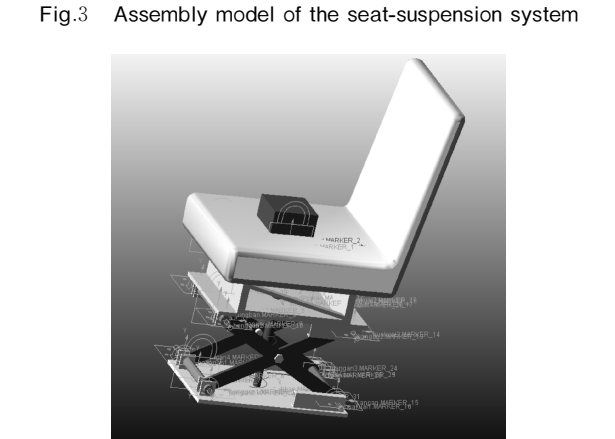


图 4 座椅悬架系统的虚拟样机

Fig.4 Virtual prototype of the seat-suspension system

1.3 轮胎及路面模型的构建

综合分析各轮胎模型的特点,选用 UA 轮胎模型。根据国标 GB/T1192—2008,获得轮胎相关属性参数(表 2)。根据相关公式,计算编写 UA 轮胎属性文件的关键参数,编写前后轮属性文件。之后,利用 Pro/E 软件分别建立前后轮外胎、轮毂及其装配模型,设置模型材料及密度,确定前后轮质量属性。最后,综合分析 ADAMS 路面模型特点,选择 3D 等效容积路面作为路面激励,根据国标 GB/T 10910—2004,分别编写较平滑和粗糙两种路面属性文件。ADAMS 特殊力板块 (special force) 专设轮胎路面工具 (create a tire),可采用轮胎路面工具,

依据已编写的轮胎路面文件创建轮胎以及路面。

表 1 座椅悬架系统构件之间的约束关系

Table 1 Constraint relations between components of the seat-suspension system			
编号 Constrain number	约束对象 Constrain object	约束类型 Constrain type	约束数 Constrain count
1	人体等效质量块与座椅	固定副 Fix joint	1
2	座椅与顶板	固定副 Fix joint	1
3	横杆 2 与顶板	固定副 Fix joint	1
4	底板与横杆 1	固定副 Fix joint	1
5	剪杆 1 与横杆 2	旋转副 Rotation joint	1
6	剪杆 2 与横杆 1	旋转副 Rotation joint	1
7	剪杆 3 与横杆 2	旋转副 Rotation joint	1
8	剪杆 4 与横杆 1	旋转副 Rotation joint	1
9	剪杆 1 与滑块 1	旋转副 Rotation joint	1
10	剪杆 2 与滑块 2	旋转副 Rotation joint	1
11	剪杆 3 与滑块 1	旋转副 Rotation joint	1
12	剪杆 4 与滑块 2	旋转副 Rotation joint	1
13	滑块 1 与底板	移动副 Translation joint	1
14	滑块 2 与底板	移动副 Translation joint	1
15	底板与顶板	移动副 Translation joint	1
16	底板与顶板	弹簧力 Spring force	1

表 2 轮胎属性参数

Table 2 Parameters of the tires		
参数 Parameter	前轮 Front wheel	后轮 Rear wheel
自由半径/mm Free radius	602.5	782.5
断面宽度/mm Section width	285	345
高宽比 Aspect ratio	0.55	0.55
径向刚度/(N/mm) Radial stiffness	348.48	560.82
纵向滑移刚度/(N/mm) Longitudinal slip stiffness	501.37	451.29
侧偏刚度/(N/rad) Lateral stiffness	60 000	120 000
外倾刚度/(N/rad) Camber stiffness	6 000	12 000
径向阻尼比 Radial damping ratio	0.04	0.04
滚动阻力系数 Rolling resistance coefficient	0.16	0.16
静摩擦系数 Coefficient of static friction	0.94	0.94
动摩擦系数 Dynamic coefficient of friction	0.75	0.75

1.4 拖拉机-座椅-路面系统虚拟样机模型的构建

将整机与座椅悬架系统的三维几何模型导入 ADAMS,设置材料属性为 steel,根据座椅悬架系统各构件之间的运动关系,在构件之间添加约束,包括转动副、固定副、移动副以及弹簧约束,完成对座椅悬架系统及拖拉机整机模型的预处理。采用 ADAMS 轮胎路面工具(creat a tire)添加轮胎与路面,在前后桥与轮胎的接触点处采用关节(joints)命令添加 4 个转动副,创建拖拉机-座椅-路面系统的虚拟样机(图 5)。

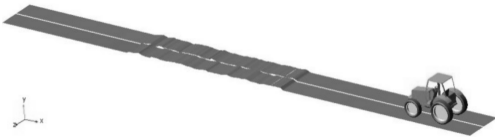


图 5 拖拉机-座椅-路面系统的虚拟样机

Fig.5 Virtual prototype of the tractor-seat-road system

2 结果与分析

2.1 行驶平顺性评价方法

1)行驶平顺性客观评价方法。综合考虑 ISO 2631-1:1997(E)、GB/T 8421-2000 以及 GB/T 13876-2007,采用驾驶员全身振动联合加权加速度均方根值 a_w 评价拖拉机行驶平顺性,其计算公式如下:

$$a_w = \sqrt{(1.4a_{wx})^2 + a_{wy}^2 + (1.4a_{wz})^2}$$
 (3)

式中: a_{wx} 、 a_{wy} 、 a_{wz} 分别为座椅支承面 3 个轴向的加权加速度均方根值, m/s^2 。通过对振动加速度时域信号进行傅里叶变换获取其功率谱密度函数,

再对功率谱密度函数进行频率加权获得,其计算公式如下:

$$a_{wf} = \sqrt{\int_0^{80} W^2(f)G_a(f)df}$$
 (4)

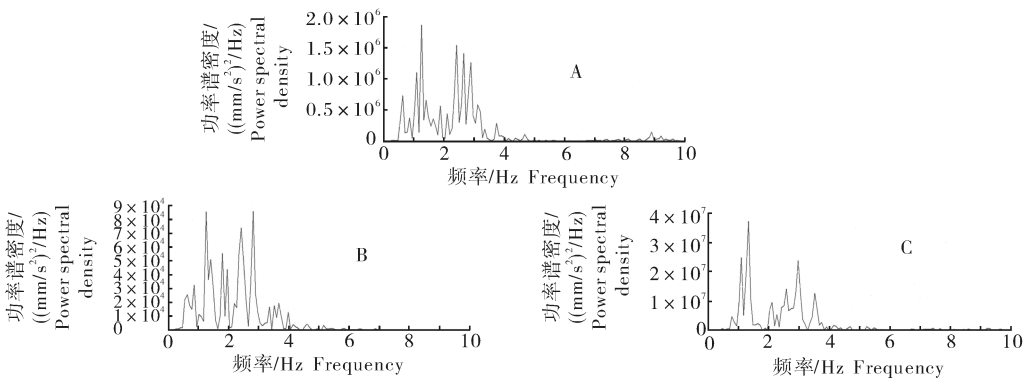
式中: $W(f)$ 为频率加权函数; $G_a(f)$ 为加速度功率谱函数。

2)主客观评价指标之间的对应关系。主观评价是人体系统对振动的心理、生理的综合反映,可以反映驾驶员的主观感受。客观评价方法是针对大量驾驶员的主观感受的统计分析后得出的量化结论。根据 ISO2631,人体全身振动联合加权加速度均方根值 a_w 与人体主观感受之间的对应关系为:当 a_w 值小于 0.315 m/s^2 时,人体感到没有不舒适; a_w 值位于 $0.315\sim0.63\text{ m/s}^2$ 时,人体感到有一些不舒适; a_w 值位于 $0.63\sim1.00\text{ m/s}^2$ 时,人体感到比较不舒适; a_w 值位于 $1.00\sim1.60\text{ m/s}^2$ 时,人体感到不舒适; a_w 值位于 $1.60\sim2.50\text{ m/s}^2$ 时,人体感到很不舒适; a_w 值大于 2.5 m/s^2 时,人体感到极不舒适。

2.2 拖拉机不同路面行驶平顺性仿真分析

根据 GB/T 10910-2004《农业轮式拖拉机驾驶员全身振动的测量》,分别在粗糙和平坦路面上进行不同行驶速度(4、5、6 km/h)的仿真分析。以粗糙路面 4 km/h 行驶速度为例,其仿真分析与计算过程如下。

1)粗糙路面 4 km/h 行驶时的平顺性仿真分析。以座椅面与人体质量块接触中心点为测点,测量 3 个轴向的振动加速度,并基于 ADAMS 后处理模块对各轴向加速度进行傅里叶变换,获得其功率谱密度曲线(图 6)。



A.X 轴 X axis; B.Y 轴 Y axis; C.Z 轴 Z axis.

图 6 振动加速度功率谱密度曲线

Fig.6 Power spectral density of the vibration acceleration

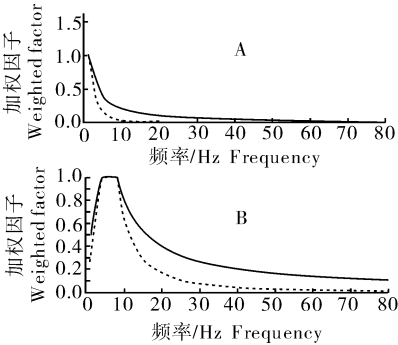
考虑到国标 GB/T 13876-2007《农业轮式拖拉机驾驶座传递振动的实验室测量与限值》已明确

规定 1/3 倍频程带宽法加权方式,采用 1/3 倍频程带宽法构建频率加权函数,将每 1/3 倍频程的分量

乘以一个加权因子 $W(f)$ ，用以计算各轴向加权加速度均方根值。加权因子如表 3 所示。

表 3 1/3 倍频程加权因子

Table 3 One-third octave weighted factor		
1/3 倍频带的中心频率 f/Hz Frequency	Y 轴加权因子 $W_1(f)$ Weighted factor of Y axis	X,Z 轴加权因子 $W_2(f)$ Weighted factor of X,Z axis
1.00	0.500	1.011
1.25	0.560	1.008
1.60	0.630	0.968
2.00	0.710	0.890
2.50	0.800	0.776
3.15	0.890	0.642
4.00	1.000	0.512
5.00	1.000	0.409
6.30	1.000	0.323
8.00	1.000	0.253
10.00	0.800	0.212
12.50	0.630	0.161
16.00	0.500	0.125
20.00	0.400	0.100
25.00	0.315	0.080
31.50	0.250	0.063 2
40.00	0.200	0.049 4
50.00	0.160	0.038 8
63.00	0.125	0.029 5
80.00	0.100	0.021 1



A: X 和 Z 轴 X,Z axis; B: Y 轴 Y axis.

图 7 振动加速度功率谱密度函数的频率加权函数曲线

Fig.7 Frequency-weighted function of the power spectral density of the vibration acceleration

将 1/3 倍频程加权因子导入 ADAMS 后处理模块即可得到 3 个轴向的频率加权函数曲线。图 7 所示即为 3 个轴向的振动加速度功率谱密度函数频率加权函数曲线。

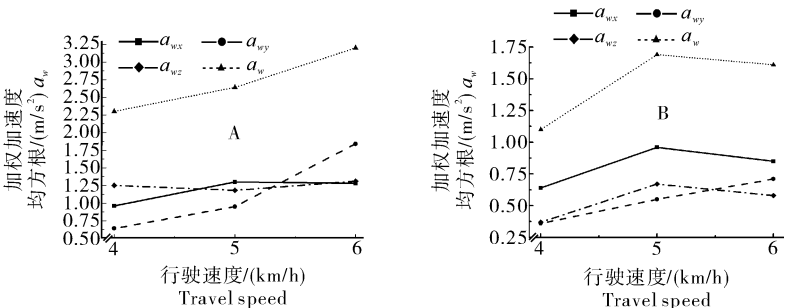
图 7 中,实线为 $W(f)$,虚线为 $W^2(f)$ 。根据频率加权函数曲线,即可计算 3 个轴向的加权加速度均方根值,其结果分别为 $a_{wx} = 0.96 \text{ m/s}^2$ 、 $a_{wy} = 0.64 \text{ m/s}^2$ 以及 $a_{wz} = 1.25 \text{ m/s}^2$ 。比较发现,Y 轴(垂向)加权加速度均方根值最小,其次是 X 轴(前进方向),Z 轴(水平方向)加权加速度均方根值最大。将 a_{wx} 、 a_{wy} 及 a_{wz} 代入公式(3),则有:

$$a_w = \sqrt{(1.4a_{wx})^2 + a_{wy}^2 + (1.4a_{wz})^2} = 2.30 \text{ m/s}^2$$

可见,驾驶员全身振动联合加权加速度均方根值 a_w 位于 $1.6 \sim 2.5 \text{ m/s}^2$ 之间,人体主观感受为很不舒适。

2)不同路面、不同行驶速度时的行驶平顺性仿真分析。基于上述流程,在粗糙与平坦路面上进行不同行驶速度的仿真分析,得到粗糙、平坦路面不同行驶速度的加权加速度均方根值,如图 8、9 所示。由图 8 可知,拖拉机在相同路面以不同速度行驶时,X、Y、Z 3 个轴向加权加速度均方根的最大极差值分别为: $R_Y = 1.2$ (粗糙路面), $R_Y = 0.35$ (平坦路面),且 a_{wy} 随行驶速度的增大而增大。说明拖拉机在相同粗糙度路面行驶时,座椅垂向加权加速度均方根值 a_{wy} 随行驶速度变化最为急剧,以较高的车速行驶时,驾驶员垂直方向振动强度明显高于较低车速,行驶速度对拖拉机行驶平顺性具有重要影响。

由图 9 可知,拖拉机在不同路面以相同行驶速度行驶时,全身振动加权加速度均方根值的极差值分别为 $R_4 = 1.20$ (4 km/h)、 $R_5 = 0.95$ (5 km/h)、 $R_6 = 1.59$ (6 km/h),且在粗糙路面的 a_w 值均大于

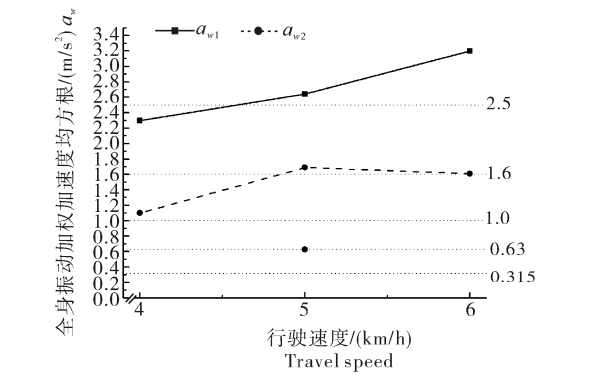


A:粗糙路面 Weighted acceleration RMS values of the driver on the rough road; B:平坦路面 Weighted acceleration RMS values of the driver on the smooth road.

图 8 驾驶员全身振动联合加权加速度均方根值 a_w

Fig.8 Weighted acceleration RMS values of the driver on the different roads

平坦路面;在粗糙路面行驶时人体主观感受多处于极不舒适区间,在平坦路面行驶时人体主观感受多处于不舒适区间。综上可知,以相同速度行驶时,平坦路面上的行驶平顺性与人体主观感受舒适性均优于粗糙路面,说明路面激励不平度对拖拉机的行驶平顺性具有重要影响。

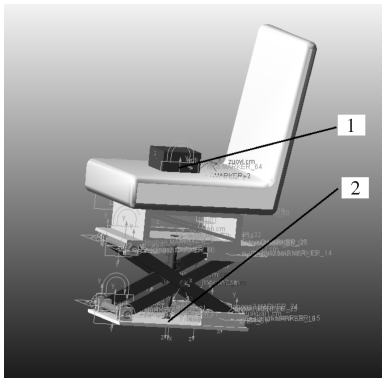


a_{w1} 表示粗糙路面全身振动加权加速度均方根, a_{w2} 表示平坦路面全身振动加权加速度均方根 a_{w1} indicates the weighted acceleration RMS values of the driver on the rough road surface, a_{w2} indicates the weighted acceleration RMS values of the driver on the smooth road.

图 9 人体主观感受评价

Fig.9 Evaluation of the driver's subjective feelings

3)座椅悬架系统对拖拉机行驶平顺性的影响。设定拖拉机在较粗糙路面上以 4 km/h 的速度匀速行驶,分别以座椅悬架系统底板质心(无座椅悬架系统隔振)和座椅面与人体质量块接触中心点(有座椅悬架系统隔振)为测点,测点分布情况如图 10,测量 Y 轴(垂向)振动加速度,并计算其功率谱密度曲线,结果分别如图 11 和图 12 所示。



1.座椅中心测点 Testing point located at the seat center; 2.底板质心测点 Testing point located at the mass center of base plate.

图 10 振动测点分布

Fig.10 Distribution of the vibration testing points

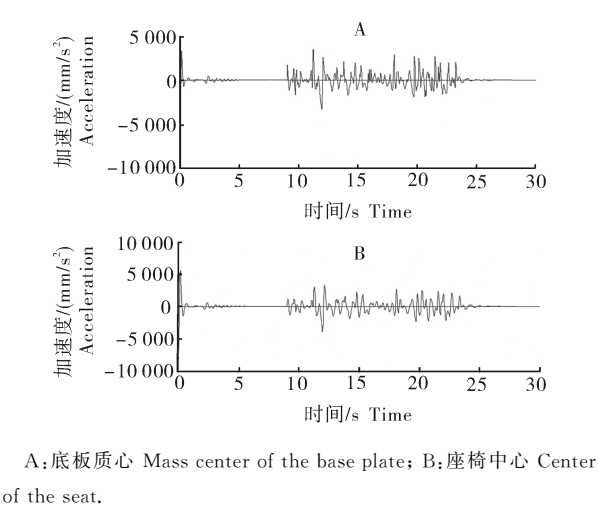


图 11 Y 轴方向加速度时域图
Fig.11 Time domain diagram of the axial acceleration of Y axis

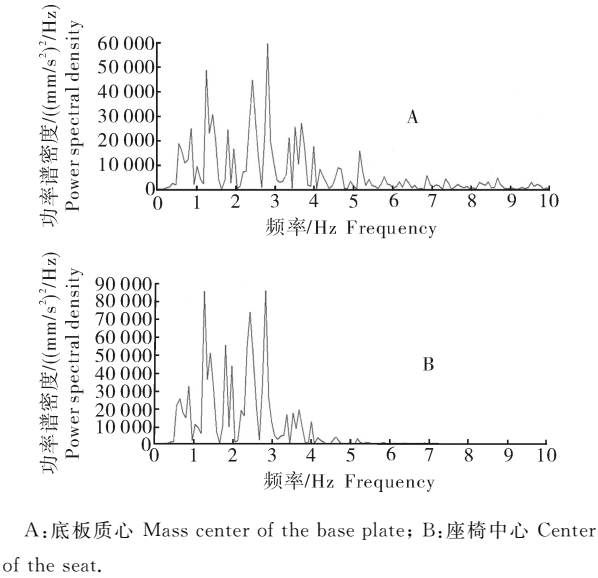


图 12 Y 轴方向功率谱密度曲线
Fig.12 Power spectral density of the vibration acceleration of Y axis

根据图 11,计算底板质心与座椅面中心的加速度峰值分别为 3.491、3.281 m/s²,底板质心与座椅面中心的加速度平均值分别为 -13.966、-9.806 mm/s²。添加座椅悬架系统后,其垂向振动的峰值降低了 0.210 m/s²,幅度降低了 4.16 mm/s²。在与椅面垂直的 Y 轴方向上,人体最敏感频率范围为 4~12.5 Hz,人体内脏器官共振频率范围为 4~8 Hz,对人体脊椎系统影响最大的频率范围为 8~12.5 Hz。对比分析底板质心与座椅中心的垂向功率谱密度发现,座椅悬架系统对 4 Hz 以上的振动具有明显衰减作用,说明座椅悬架系统有助于避开 Y

轴方向上的敏感频率范围,起到较好的减振隔振作用。

3 讨论

本研究以某轮式拖拉机为研究对象,综合考虑路面激励、人体振动敏感特性以及机体与路面之间的耦合作用等因素对拖拉机行驶平顺性的影响,采用Pro/E与ADAMS软件相结合的方法,创新性地构建了轮式拖拉机的机体-座椅-路面系统的虚拟样机模型,并在其基础上对拖拉机的行驶平顺性进行探索性研究,揭示了拖拉机行驶速度、路面激励以及座椅悬架系统对其行驶平顺性的影响。结果表明,行驶速度与路面激励不平度对拖拉机的行驶平顺性具有重要影响,随着路面激励不平度与行驶速度的增加,驾驶员垂直方向的振动强度与主观振动感会随之增强;而在刚性连接的座椅基础上增设悬架系统,虽然可以明显降低垂直方向的振动幅度,避开人体内脏器官和脊椎系统振动敏感频率区域,提高拖拉机行驶的平顺性,但同时会导致座椅垂向位移的增加,使驾驶员重心上下移动范围过大,从而会对驾驶员造成一定的伤害。相关研究成果可为拖拉机驾驶室与座椅系统的舒适性优化设计提供科学的参考依据。从研究方法和手段来看,本研究将机械振动理论、多体系统动力学理论、人因工程学理论、虚拟样机动态仿真技术等先进理论与方法相结合,并将其应用于拖拉机行驶平顺性仿真分析,可为农机装备振动舒适性分析与人性化设计提供一种新方法和新途径。

鉴于多方面条件的限制,同时考虑到人体振动“敏感”频率区域主要集中于20 Hz以内,本研究在建立拖拉机的机体-座椅-路面系统的虚拟样机模型时,对拖拉机的传动系、整机结构以及驾驶员人体都进行了适当简化,对发动机运转时引起的高频振动也予以忽略,势必会对仿真结果产生一定的影响。因此,在后续研究中,需要对拖拉机整机结构进行细化与完善,同时引入驾驶员的人体模型,以提高其仿真分析的精准度。此外,对座椅增设悬架系统进行仿真分析发现,其减振效果并不理想,其原因在于本研究所采用的悬架系统为经典的线性被动式悬架系统,仍然存在诸多弊端,因此,需要在后续研究中予以改进,以提高拖拉机的行驶平顺性。

参考文献

- [1] 田晓峰,孔德刚,苏锦涛,等.拖拉机驾驶座椅振动舒适性研究现状分析[J].农机化研究,2010,32(9):249-252.
- [2] 刘娟,潘玮,杜健,等.全身振动对人体身心健康影响的研究进展[C]//北京国建信文化发展中心.2016 全国声学设计与演艺建筑工程学术会议论文集.苏州:环境工程学会,2016:162-165.
- [3] SERVADIO P, MARSILI A, BELFIORE N P. Analysis of driving seat vibrations in high forward speed tractors[J]. Biosystems engineering, 2007, 97(2): 171-180.
- [4] SHU Q, ZHU J. Research on running ride comfort of the multi-functional harvester[J]. Advanced materials research, 2013, 791/792/793: 795-798.
- [5] MEHTA C R, TEWARI V K. Damping characteristics of seat cushion materials for tractor ride comfort[J]. Journal of terra-mechanics, 2010, 47(6): 401-406.
- [6] MEHTA C R, GITE L P, PHARADE S C, et al. Review of anthropometric considerations for tractor seat design[J]. International journal of industrial ergonomics, 2008, 38(5/6): 546-554.
- [7] 刘军,孔德刚,刘立意,等.拖拉机座椅振动对驾驶员腰部疲劳影响研究——以积分肌电值和主观感受评价值为指标[J].农机化研究,2011,33(1):53-56.
- [8] 苏锦涛,孔德刚,李紫辉,等.拖拉机座椅振动加速度对驾驶疲劳的影响——以心率增加率和疲劳评价值为指标[J].农机化研究,2011,33(1):161-164.
- [9] 李帅,陈军,赵腾,等.拖拉机座椅振动特性研究[J].农机化研究,2011,33(6):194-197.
- [10] 李晓玲,张鄂,陆长德,等.人体生物力学模型的驾驶舒适度仿真研究[J].西安交通大学学报,2008,42(5):556-560.
- [11] 张鄂,刘中华,计志红,等.人一车系统的人体乘坐舒适性仿真及实验研究[J].工程设计学报,2010,17(2):107-113.
- [12] 樊慧.基于虚拟样机和人机工程学的汽车座椅舒适性研究[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2009.
- [13] TIANFEI M, ANKANG Z, DENG FENG W, et al. Ride comfort analysis of commercial vehicle using flexible multi-body and finite element methods[C]//Institute of Electrical and Electronics Engineers. 2010 International Conference on Mechanical and Electrical Technology. Singapore: Curran Associates, Inc, 2010: 295-299.
- [14] 娄秀华,毛恩荣. ADAMS 在大马力拖拉机整机建模中的应用[J].农机化研究,2008,26(9):187-189.
- [15] 张广庆,朱思洪,宋庆德.基于ADAMS的铰接轮式重型拖拉机振动特性分析[J].机械设计,2012,29(6):61-65.
- [16] YANG Y, REN W, CHEN L, et al. Study on ride comfort of tractor with tandem suspension based on multi-body system dynamics[J]. Applied mathematical modelling, 2009, 33(1): 11-33.

[17] SAKTHIVEL A,SRIRAMAN S,VERMA R B,Study of vibration from steering wheel of an agricultural tractor[J].SAE international journal of commercial vehicles, 2012, 5 (2): 441-454.

[18] 方超.高速列车旅客人体振动模型建立及响应分析[D].成都:西南交通大学,2015.

[19] 高远金.汽车振动对驾驶员心脑血管功能动态调整的影响分析[D].济南:山东大学,2015.

Riding performance of wheeled tractor based on ADAMS

ZHOU Jie XU Hongmei WANG Jun LIN Weiguo

College of Engineering ,Huazhong Agricultural University ,Wuhan 430070,China

Abstract Simplified geometric model of the wheeled tractor- seat suspension system was constructed based on the software of Pro/E.The geometric model was then imported into ADAMS.The documentations of the tire property and road excitation were edited in ADAMS.The virtual prototype of tractor-seat-road system was established.The ride comfort of the tractor under different driving speeds and road excitations was simulated to explore the effects of speed and road excitation on the tractor riding comfort.The results show that the vehicle speed and road unevenness have huge impact on the ride comfort of tractor.The vertical vibration intensity of driver under the high driving speed is significantly higher than that under the lower driving speed.The subjective vibration sense of driver on the rough pavement is much stronger than that on the flat surface.The influence of the seat-suspension system on the riding performance was investigated.The results show that the seat-suspension system can significantly reduce the vibration amplitude of the vertical vibration and avoid the sensitive vibration frequency areas of the body’s internal organs and spine system.The riding performance was improved as well.

Keywords wheeled tractor; seat suspension system; riding performance; virtual prototype; ADAMS

(责任编辑:陆文昌)