

国产拖拉机振动系统固有频率研究

徐刚¹, 朱思洪^{1,2}, 聂信天¹, 贺亮¹, 李科¹

(1. 南京农业大学 工学院, 南京 210031; 2. 江苏省智能化农业装备重点实验室, 南京 210031)

摘要: 以国内6家主要拖拉机制造企业生产的100种拖拉机为研究对象, 用理论计算的方法, 对国产拖拉机振动系统的垂向、俯仰和侧倾振动固有频率进行研究, 目的是为国产拖拉机减振系统的设计提供依据。计算过程中用到的转动惯量用Dworecki Z等人提出的拖拉机质量属性参数方法计算, 轮胎刚度用J. A. Lines和K. Murrphy用试验方法得出的拖拉机轮胎刚度经验公式计算, 并对近似计算结果进行试验验证。研究表明, 国产拖拉机振动系统的垂向、俯仰和侧倾振动固有频率分别集中在3 Hz ~4 Hz、2.8 Hz ~3.8 Hz和2.9 Hz ~3.9 Hz, 三个方向的固有频率都呈现随标定功率增大而逐渐减小的趋势。最后, 给出了国产拖拉机三个方向固有频率的回归公式, 可用于拖拉机及其减振装置设计时的固有频率估算。

关键词: 拖拉机; 固有频率; 轮胎刚度; 转动惯量

中图分类号: S219.1

文献标志码: A

DOI: 10.13465/j.cnki.jvs.2014.15.027

Natural frequencies calculation for vibrating systems of tractors made in China

XU Gang¹, ZHU Si-hong^{1,2}, NIE Xin-tian¹, HE Liang¹, LI Ke¹

(1. College of Engineering, Nanjing Agricultural University, Nanjing 210031, China;

2. Jiangsu Provincial Key Laboratory for Intelligent Agricultural Equipment, Nanjing 210031, China)

Abstract: One hundred kinds of tractors made by 6 main domestic tractor manufacturing enterprises were studied. Their vertical, pitch and roll vibration natural frequencies were calculated theoretically to provide a basis for the design of domestic tractors' vibration reduction systems. The calculation method for tractor moments of inertia proposed by Dworecki Z et al and the approximate calculation formula for tractor tire stiffness proposed by Lines J A and Murrphy K were used in calculation of natural frequencies. In order to estimate the accuracy of the calculation results, the tests were conducted. The results showed that the calculation method is reliable. It was shown that the natural frequencies of domestic tractors' vibrating systems in vertical, pitch and roll directions are concentrated in 3Hz ~4Hz, 2.8Hz ~3.8Hz and 2.9Hz ~3.9Hz ranges, respectively; the natural frequencies in three directions decrease with increase in the rated power. At the end, the regression formulas for calculating the natural frequencies of domestic tractors in three directions were presented for estimating natural frequencies of tractors' vibrating system to be designed.

Key words: tractor; natural frequency; tire stiffness; moment of inertia

受行驶道路和作业场地等因素的影响, 拖拉机所承受的振动比其它车辆更为剧烈^[1]。反映拖拉机振动最关键的参数是固有频率, 当激振频率与拖拉机固有频率接近时, 会引起拖拉机的共振, 加剧拖拉机的振动, 威胁驾驶员的身心健康^[2-5]。因此, 研究拖拉机振动的固有频率及其影响因素具有重要的理论意义和工程应用价值。

拖拉机振动的固有频率一直是研究人员关注的参

数, 并进行了大量的研究。Greneker等^[6]利用X波段雷达测量了高速行驶的拖拉机的固有频率, 得出拖拉机最低固有频率为1 Hz, 最高固有频率达到5 Hz, 固有频率的大小取决于拖拉机的载质量以及减振装置的参数。Dworecki等^[7]用基于简化模型的拖拉机质量属性参数计算方法计算了U1002型拖拉机的转动惯量, 用于拖拉机振动固有频率的计算, 得到拖拉机俯仰振动固有频率为3.82 Hz, 侧倾振动固有频率为4.47 Hz, 用试验方法测量得到的俯仰振动固有频率和侧倾振动固有频率分别为3.86 Hz、4.61 Hz, 计算结果与实测结果很相近。陈新福^[8]以工农-12手扶拖拉机为研究对象, 用离心激振器激振, 使拖拉机产生受迫振动, 利用

基金项目: 国家自然科学基金(51275249)

收稿日期: 2013-05-28 修改稿收到日期: 2013-09-10

第一作者 徐刚 男, 硕士, 1988年7月生

通信作者 朱思洪 男, 博士, 教授, 博士生导师, 1962年7月生

共振法测定工农-12的固有频率,其试验结果为研究拖拉机的振动问题提供了依据。薛霁云等^[9]从建立轮式拖拉机数学模型着手,求出机体上任一点的频响函数矩阵和响应的功率谱,以及地面对拖拉机轮胎激励的功率谱矩阵,探讨了拖拉机固有频率及地面激励在各频率处对其振动的影响。

目前,对拖拉机振动系统固有频率的研究都只是针对特定的拖拉机,对国产拖拉机整体振动状况的研究尚不多见。本文以国产拖拉机为研究对象,对6家主要拖拉机制造企业生产的100种拖拉机固有频率进行研究,以期为国产拖拉机减振装置的设计提供理论依据。

1 理论和方法

建立图1所示拖拉机6自由度振动系统坐标系OXYZ。坐标原点O位于拖拉机质心处,X轴正向指向前进方向,Y轴正向指向驾驶员左侧,Z轴垂向向上。由于多个激振源的共同作用,拖拉机在行驶过程中所承受的振动为空间多维振动,即沿X轴、Y轴和Z轴的纵向、横向和垂向振动,以及绕X轴、Y轴和Z轴的侧倾、俯仰和横摆振动^[10],其中,垂向振动、俯仰振动和侧倾振动尤为剧烈^[11-12]。

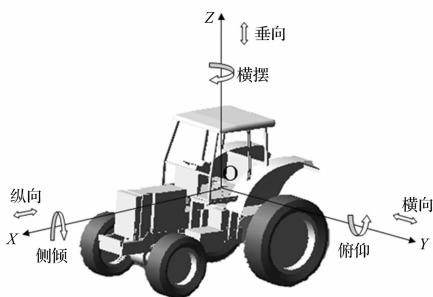


图1 拖拉机6自由度振动系统

Fig. 1 The tractor vibration system with 6 degrees of freedom

1.1 固有频率计算公式的推导

事实上,拖拉机6个方向的振动是相互耦合的,用理论的方法精确计算各个振动的固有频率复杂而繁琐。考虑到拖拉机结构的对称性,可以将图1所示的拖拉机6自由度振动系统简化为图2所示的平面振动模型。

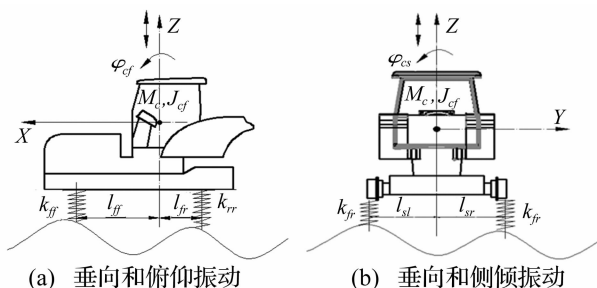


图2 拖拉机垂向、俯仰、侧倾振动示意图

Fig. 2 Sketch map of tractor with vertical, pitch, heave vibration

忽略各向振动间的耦合,则可建立垂向振动、俯仰振动和侧倾振动微分方程如下:

垂向振动:

$$M_c \ddot{z}_c + (k_{ff} + k_{rr})z_c = 0 \quad (1)$$

俯仰振动:

$$J_{cf} \ddot{\varphi}_{cf} + (k_{ff}l_{ff}^2 + k_{rr}l_{fr}^2)\varphi_{cf} = 0 \quad (2)$$

侧倾振动:

$$J_{cs} \ddot{\varphi}_{cs} + (k_{fr}l_{sl}^2 + k_{sr}l_{sr}^2)\varphi_{cs} = 0 \quad (3)$$

式中, M_c 为整机质量, J_{cf} 为整机绕旋转中心轴(Y轴)转动的转动惯量, J_{cs} 为整机绕旋转中心轴(X轴)转动的转动惯量, k_{ff} 为前轮胎的刚度之和, k_{rr} 为后轮胎的刚度之和, k_{fr} 为单个前轮胎与单个后轮胎刚度之和, l_{ff} 为整车质心到前轴的距离, l_{fr} 为整车质心到后轴的距离, l_{sl} 为整机对称中心面到前轮的距离, l_{sr} 为整机对称中心面到后轮的距离。

解上述振动微分方程,得到拖拉机垂向振动、俯仰振动和侧倾振动固有频率计算公式:

$$f_v = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{ff} + k_{rr}}{M_c}} \quad (4)$$

$$f_p = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{ff}l_{ff}^2 + k_{rr}l_{fr}^2}{J_{cf}}} \quad (5)$$

$$f_h = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{fr}l_{sl}^2 + k_{sr}l_{sr}^2}{J_{cs}}} \quad (6)$$

1.2 轮胎刚度计算方法

轮胎的刚度与轮辋直径、轮胎使用年数、轮胎截面宽度和轮胎充气压力有关,各国学者进行了大量的试验研究,得到一些有价值的经验值和经验公式^[13-16]。本研究用Lines等^[14]通过试验的方法得到的轮胎刚度经验公式计算。计算公式为:

$$k_s = 172 - 1.77D + 5.6A + 34WDP/10\,000 \quad (7)$$

式中, k_s 为轮胎的刚度,单位为kN/m; D 和 W 分别为轮辋直径和轮胎截面宽度,单位均为in; A 为轮胎使用年数,单位为年; P 为轮胎充气压力,单位为kPa。计算中用到的轮辋直径和轮胎截面宽度直接从轮胎型号中获取,使用年数统一取为5年,充气压力采用各拖拉机企业推荐的轮胎工作压力。

1.3 转动惯量近似计算方法

拖拉机转动惯量用Dworecki等^[7]提出的近似计算方法计算。具体方法是:将拖拉机划分为车架、驾驶室、前桥、后桥、发动机、前轮和后轮7个组成部分,各部分简化为规则的几何体,将车架简化成长方体,驾驶室简化成由板块构成的箱体,前桥、后桥、前轮及后轮均简化成圆柱体,发动机简化成长方体,这些简化后的几何体的尺寸和重量和拖拉机各个部件实际尺寸和重量保持一致。

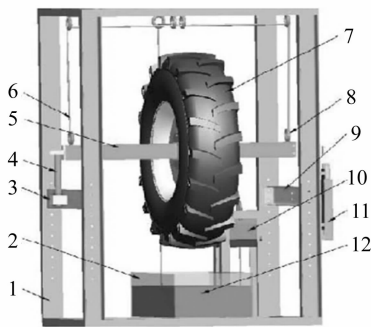
先根据7个简化体的质量和尺寸计算绕各自质心

的转动惯量,然后根据拖拉机的整体结构尺寸计算每个简化体作为质点绕整机质心的转动惯量,根据平行移轴定理求得各个简化体的转动惯量并叠加求和^[17],即可计算得到拖拉机整机绕质心的转动惯量。

2 近似计算方法的试验验证

2.1 拖拉机轮胎刚度和转动惯量测量

轮胎刚度和拖拉机转动惯量测量均在自行研制的试验台上进行,图 3 为轮胎刚度测试试验台,图 4 为拖拉机俯仰转动惯量和侧倾转动惯量测量试验台。本文以 CF700 型拖拉机为例,进行了轮胎刚度和拖拉机转动惯量试验。



1. 框架 2. 土盘 3. 导向支撑组件 4. 导杆 5. 支撑横梁 6. 起吊钢索 7. 轮胎 8. 吊环 9. 轴承座横梁 10. 磁性起吊器 11. 位移传感器固定架 12. 软土层

图 3 轮胎刚度测试试验台

Fig. 3 The test rig for measuring the radial stiffness of tires



(a) 俯仰转动惯量测量



(b) 侧倾转动惯量测量

图 4 拖拉机转动惯量测量试验台

Fig. 4 The test rig for measuring the moment of inertia of tractors

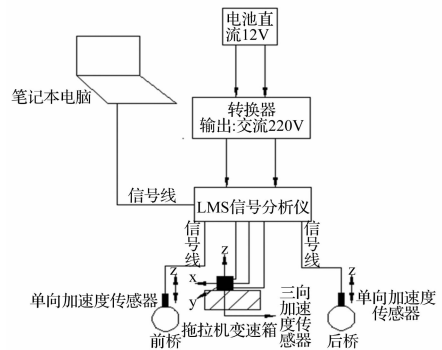
2.2 拖拉机固有频率测量

固有频率测量试验在江苏省农机试验鉴定站的双辙较平滑 100m 试验路面上进行。图 5 为拖拉机振动测试图和测量分析系统简图,从图中可以看出加速度传感器的布置位置以及试验主要设备。

根据测点与拖拉机质心的位置关系,对试验测量的数据进行处理,得到拖拉机质心处垂直方向加速度信号、俯仰方向角加速度信号和侧倾方向角加速度信号,分别将三个方向的加速度时域信号进行傅里叶变换得到频域信号,即可得到三个方向的固有频率。



(a) 拖拉机振动测试



(b) 测量分析系统简图

图 5 拖拉机振动测试图和测量分析系统简图

Fig. 5 The vibration experiment photo and schematic of measuring and acquisition systems

2.3 试验结果与计算结果的比较

将以上试验结果与计算结果进行比较,以验证近似计算方法的可靠性^[18-19]。试验得到的结果和近似计算结果见表 1。

从表 1 可以看出,前轮胎和后轮胎刚度的试验结果和计算结果分别为(238.12 kN/m, 386.23 kN/m)和(218.52 kN/m, 374.87 kN/m),相对误差分别为 8.9%、3.03%;俯仰振动转动惯量和侧倾振动转动惯量试验结果和计算结果分别为(3 547.2 kg·m², 1 529.98 kg·m²)和(3 609.4 kg·m², 1 493.5 kg·m²),相对误差分别为 1.72% 和 2.44%;试验和近似计算得到垂向振动、俯仰振动和侧倾振动固有频率

分别为 3.48 Hz、3.13 Hz、3.35 Hz 和 3.32 Hz、3.07 Hz、3.18 Hz, 相对误差分别为 4.60%、1.92% 和 5.07%, 都在可接受的范围内, 说明所采用的轮胎刚度、拖拉机转动惯量和固有频率近似计算方法是可行的, 满足本研究的要求。

3 结果与分析

从常发、常拖、一拖、福田、清江和凯特迪尔 6 家主要拖拉机制造企业共选择 100 种不同型号的拖拉机作为研究对象, 其中, 从常发、常拖、一拖和福田各选择 20 种, 从清江和凯特迪尔各选择 10 种。拖拉机的功率从最小的 25 马力到最大的 280 马力。拖拉机的质量从 0.95t 到 10.32t, 基本涵盖了主要的国产轮式拖拉机型号。

所选 100 种拖拉机采用了 32 种不同规格的轮胎。用公式(7)计算得到所涉及 32 种轮胎的轮胎刚度, 计算结果如图 6 所示。

用 1.3 所述转动惯量近似计算方法计算了所选 100 种典型拖拉机的转动惯量。计算结果见图 7。从图中可以看出, 俯仰振动转动惯量明显大于侧倾振动转动惯量, 与拖拉机的结构特点相符。

将计算得到的拖拉机转动惯量和相应的轮胎刚度代入式(4)、(5)和(6), 得到拖拉机振动系统垂向、俯仰和侧倾振动固有频率, 计算结果如图 8 所示。

表 1 CF700 拖拉机各参数计算结果与试验结果对比

Tab.1 The contrast of the calculation results and the experimental results

参数	试验结果	计算结果	相对误差/%
前轮轮胎刚度/(kN·m ⁻¹)	238.12	218.52	8.9
后轮轮胎刚度/(kN·m ⁻¹)	386.23	374.87	3.03
俯仰转动惯量/(kg·m ²)	3547.2	3609.4	1.72
侧倾转动惯量/(kg·m ²)	1529.98	1493.5	2.44
垂向固有频率/Hz	3.48	3.32	4.60
俯仰固有频率/Hz	3.13	3.07	1.92
侧倾固有频率/Hz	3.35	3.18	5.07

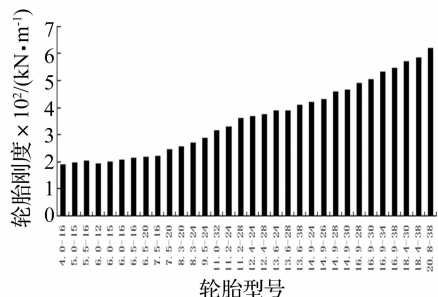


图 6 不同型号轮胎的轮胎刚度

Fig.6 Stiffness of tire of different types of tire

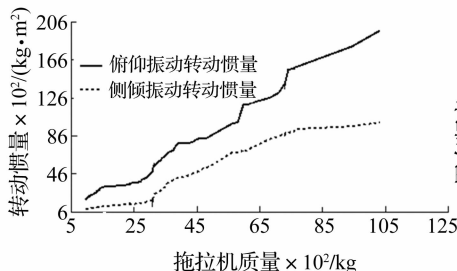


图 7 100 种型号拖拉机转动惯量

Fig.7 One hundred of tractor's moment of inertia

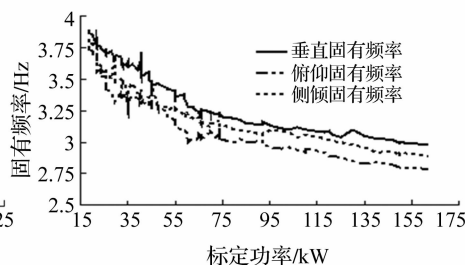
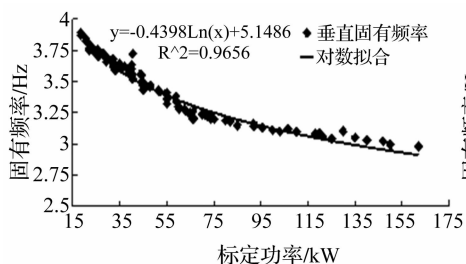
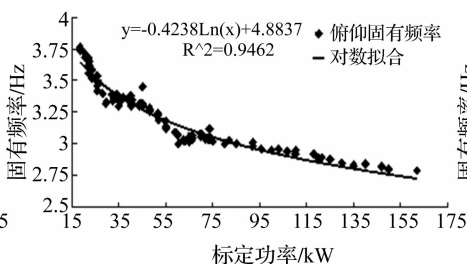


图 8 100 种拖拉机振动系统固有频率

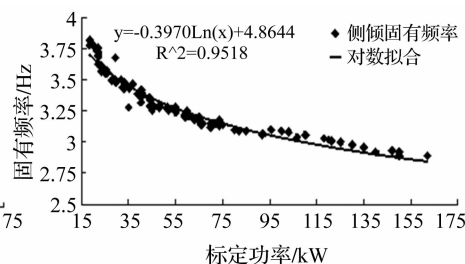
Fig.8 The natural frequency of whole tractors



(a) 垂向振动



(b) 俯仰振动



(c) 侧倾振动

图 9 固有频率与标定功率的关系曲线

Fig.9 The curve of natural frequency against power

从图 8 中可以看出, 国产拖拉机振动系统的垂向、俯仰和侧倾振动固有频率分别集中在 3 Hz~4 Hz、2.8 Hz~3.8 Hz 和 2.9 Hz~3.9 Hz, 三个方向的固有频率都呈现随标定功率增大而逐渐减小的趋势。在三个固有频率中, 垂向振动固有频率最大, 侧倾振动固有频率次之, 俯仰振动固有频率最小。

用对数曲线对垂向、俯仰和侧倾振动固有频率进

行拟合, 得到图 9 所示的拟合曲线。相应的曲线拟合方程分别为:

垂向振动固有频率 f_v :

$$f_v = -0.4275 \ln(P) + 5.1055 \quad (8)$$

俯仰振动固有频率 f_p :

$$f_p = -0.4242 \ln(P) + 4.8852 \quad (9)$$

侧倾振动固有频率 f_h :

$$f_h = -0.3864 \ln(P) + 4.8267 \quad (10)$$

式中, P 为拖拉机标定功率。三个回归方程的拟合度 R^2 较高, 分别为 0.944 3、0.946 3 和 0.924 2, 表明国产拖拉机振动系统三个方向的固有频率与拖拉机标定功率的关系可以用对数函数描述, 式(8)、(9)和(10)可用于国产拖拉机振动系统固有频率的简单估算公式。

4 结 论

用理论计算的方法, 对国内主要拖拉机制造企业生产的 100 种拖拉机振动系统的垂向、俯仰和侧倾振动固有频率进行了研究, 得到如下结论:

(1) 国产拖拉机振动系统的垂向、俯仰和侧倾振动固有频率分别集中在 3 Hz ~ 4 Hz、2.8 Hz ~ 3.8 Hz 和 2.9 Hz ~ 3.9 Hz。其中, 垂向振动固有频率最大, 侧倾振动固有频率次之, 俯仰振动固有频率最小。

(2) 随着拖拉机标定功率的增加, 三个方向的固有频率都有逐渐减小的趋势。国产拖拉机三个方向的固有频率与标定功率的关系可以近似用对数函数描述, 即可以用拖拉机的标定功率估算三个方向的固有频率, 为拖拉机减振装置的设计提供依据。

(3) 拖拉机振动系统的固有频率主要与轮胎的刚度、拖拉机质量属性参数以及拖拉机的结构参数有关, 拖拉机各部件的安装位置对拖拉机振动系统固有频率有一定的影响。

参 考 文 献

[1] 王丰元, 马明星. 汽车设计课程设计指导书[M]. 北京: 中国电力出版社, 2009: 190 - 192.

[2] 袁清珂. 拖拉机座椅悬架系统的研究及分析[J]. 农业机械学报, 1995, 26(4): 31 - 34.
YUAN Qing-ke. The research and analysis of tractor seat's suspension system[J]. Transactions of the Chinese society for Agricultural Machinery, 1995, 26(4): 31 - 34.

[3] 申中翰, 黄清华, 祝发荣, 等. 运输车辆振动环境与人体响应的监测研究[J]. 振动与冲击, 2001, 20(1): 9 - 12.
SHEN Zhong-han, HUANG Qing-hua, ZHU Fa-rong, et al. A study on the dynamics of a cracked jeffcott rotor[J]. Journal of Vibration and Shock, 2001, 20(1): 9 - 12.

[4] Hostens I, Ramon H. Descriptive analysis of combine cabin vibration and their effect on the human body[J]. Journal of Sound and Vibration, 2003, 266: 453 - 464.

[5] 楼少敏, 许沧粟. 车载式拖拉机座椅舒适性测试系统的研究[J]. 农业机械学报, 2004, 35(2): 35 - 36.
LOU Shao-min, XU Cang-su. Measurement system for ride comfort of tractor seats[J]. Transactions of the Chinese society for Agricultural Machinery, 2004, 35(2): 35 - 36.

[6] Grenaker G, Geisheimer J. Extraction of micro-doppler data from vehicle targets at X-band frequencies[C]. Proceedings of SPIE, 2001.

[7] Dworecki Z, Fiszler A, Loboda M, et al. Calculation of tractor and agricultural machine moments of inertia[J]. Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering, 2005,

50(3): 20 - 30.

[8] 陈新福. 手扶拖拉机固有频率测定[J]. 拖拉机, 1985, 6: 11 - 15.
CHEN Xin-fu. The measurement of walking tractor's natural frequency[J]. Tractor & Farm transporter, 1985, 6: 11 - 15.

[9] 薛需云, 吴起亚, 翁家昌, 等. 轮式拖拉机动态特性的分析和测定[J]. 农业机械学报, 1982, 12(4): 1 - 12.
XUE Pei-yun, WU Qi-ya, WENG Jia-chang, et al. The analysis and measurement of the dynamic characteristics of a wheeled tractor[J]. Transactions of the Chinese society for Agricultural Machinery, 1982, 12(4): 1 - 12.

[10] 吴伟光. 基于并联机构的多维减振装置及其主动控制技术研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2011.

[11] 王新忠, 于清泉, 胡文义, 等. 轮式拖拉机行驶振动力学模型及振动方程建立[J]. 黑龙江八一农垦大学学报, 1998, 10(1): 45 - 48.
WANG Xin-zhong, YU Qing-quan, HU Wen-yi, et al. The establishment of traveling vibration mechanics model and equation of vibration of wheeled tractors[J]. J. of Heilongjiang August First Land Reclamation University, 1998, 10(1): 45 - 48.

[12] 田新庆, 孙鹏, 陈国晶. 手扶拖拉机座椅振动的原因分析及现有减振措施[J]. 现代化业, 2006, 9: 23 - 24.
TIAN Xin-qing, SUN Peng, CHEN Guo-jing. The analysis of walking tractor's seat vibration and the existing measures of vibration damping[J]. Modernizing Agriculture, 2006, 9: 23 - 24.

[13] Kising A, Ghlich H. Dynamic characteristics of large tyres[J]. Journal of Agricultural Engineering Research, 1989, 43: 11 - 21.

[14] Lines J A, Murphy K. The stiffness of agricultural tractor tires[J]. Journal of Terramechanic, 1991, 28(1): 49 - 64.

[15] Ahwed O B, Goupillon J F. Predicting the ride vibration of an agricultural tractor[J]. Journal of Terramechanics, 1997, 34(1): 1 - 11.

[16] 刘刚, 张子达, 赵丁选. 工程轮胎静力学特性实验研究与参数识别[J]. 工程机械, 2004(7): 22 - 29.
LIU Gang, ZHANG Zi-da, ZHAO Ding-xuan. Experimental study of static characteristics and parameter identification for heavy-duty tires[J]. Construction Machinery and Equipment, 2004(7): 22 - 29.

[17] 哈尔滨工业大学主编. 理论力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2002, 8.

[18] 聂信天, 史立新, 朱思洪, 等. 农用轮胎径向刚度和阻尼系数试验研究[J]. 南京农业大学学报, 2011, 34(5): 139 - 143.
NIE Xin-tian, SHI Li-xin, ZHU Si-hong, et al. Research on the radial stiffness and damping of tractor coefficient tires through test[J]. Journal of Nanjing Agricultural University, 2011, 34(5): 139 - 143.

[19] 聂信天, 史庆春, 朱思洪, 等. 拖拉机转动惯量测量及误差分析[J]. 机械科学与技术, 2012: 1325 - 1326.
NIE Xin-tian, SHI Qing-chun, ZHU Si-hong, et al. Method of measuring the moment of inertia of tractors and the error analysis[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2012(8): 1325 - 1326.