

基于山地果园路谱的轮式运输车 钢板弹簧悬架优化设计

吴伟斌^{1,2} 李泽艺¹ 洪添胜^{1,2} 刘文超¹ 黄家曦¹ 余耀烽¹

1. 华南农业大学工程学院, 广州 510642; 2. 国家柑橘产业技术体系机械研究室/
广东省山地果园机械创新工程技术研究中心, 广州 510642

摘要 为提高山地果园轮式运输车的运输效率和疲劳寿命, 以丘陵山区典型路面不平度激励信号为振动激励, 研究钢板弹簧悬架的振动特性并进行结构优化。系统以 LabVIEW 为上位机平台, 通过数据采集卡 NI 9234 和加速度传感器 PCB 352C33 设计加速度信号采集系统, 对原始加速度信号滤波处理后再进行积分和 FFT 变换得到位移频域图。将采集到的路面不平度激励信号导入 ADAMS/VIEW 中, 得出山地果园轮式运输车在丘陵山区草地、山地和水泥地运行时, 路面不平度激励信号在钢板弹簧悬架处作用的频率主要集中在 3~10、4~9 和 2~7 Hz, 与原悬架第一阶频率 5.95 Hz 存在重叠容易产生共振, 疲劳寿命 T 为 9.4×10^4 。增加簧片数量可以提高悬架的刚性, 优化后悬架第一阶频率为 18.59 Hz, 疲劳寿命 T 为 3.5×10^5 , 避免了与路面输入激励产生共振且疲劳寿命提高了 3.7 倍。

关键词 山地果园; 运输车; 结构优化; LabVIEW; 弹簧悬架; 振动分析; 模态分析

中图分类号 S 24; S 237 **文献标识码** A **文章编号** 1000-2421(2018)04-0007-08

我国是一个水果生产大国, 2016 年全国水果种植总面积和总产量居世界第一位。目前, 水果产业已成为一种重要产业, 在国内外市场中前景广阔且具有较高的竞争力, 对促进我国经济发展和增加农民收入具有重要作用。我国大量果园位于丘陵山地地区, 在果品运输过程中面临着山地坡度较大、普通的作业机械难以进入, 以及劳动力短缺等难题^[1-3]。山地果园轮式运输车因其爬坡能力强、低速高扭等特点, 被广泛应用于山地果园的果品、肥料和农业机械的运输。

目前, 对山地果园轮式运输车的研究主要集中在机械结构领域, 如动力系统匹配、车架设计和整车轻量化等方面, 而关于路面不平度对运输车影响的研究较少。路面不平度是评价路面的一个重要因素, 与车辆振动、零件寿命和整车平顺性密切相关^[4]。目前, 有关路面不平度方面的研究集中于两个行业, 一是公路部门行业, 主要用于对公路的维护和检验等; 二是汽车行业, 主要用于对汽车性能的开发与提高方面^[5-6]。研究成果应用在农用山地果园

轮式运输车的设计与优化方面较少。山地果园轮式运输车主要在山地运行, 山地复杂的路况使得运输车的钢板弹簧悬架所承受的载荷较为复杂, 整车振动也非常强烈。山地果园轮式运输车的振动不仅会加速各个零部件的磨损, 降低可靠性和寿命, 而且还会对运输的果品产生损伤^[7-10]。本研究根据山地果园轮式运输车实际使用情况, 探讨路面不平度激励信号对运输车钢板弹簧悬架关键部位的影响, 并进行疲劳寿命分析和结构优化, 旨在为各类农用轮式运输车的结构研发与优化设计提供参考。

1 材料与方法

1.1 系统组成

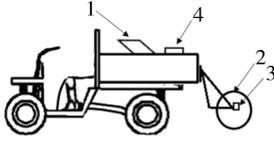
路谱采集系统主要由 LabVIEW 上位机平台、NI 机箱 9174、NI 数据采集卡 9234、单轴加速度传感器 PCB 352C33 和五轮仪组成(图 1)。五轮仪主要由五轮速度传感器、信号放大处理系统和显示单元等组成, 通过 1 块连接板安装在运输车车厢的背面, 五轮仪的前端采用铰接的方式来实现随动转向。

收稿日期: 2017-12-29

基金项目: 公益性行业(农业)科研专项合作研究任务(201403036); 广东省现代农业产业技术体系创新团队—茶叶产业创新团队设施与机械化岗位专家(2017LM1093); 广东省省级科技计划项目(2017A090905020); “十二五”农村领域国家科技计划课题研究子任务(2014BAD16B0103)

吴伟斌, 博士, 教授. 研究方向: 机电一体化和信息技术应用. E-mail: wuweibin@scau.edu.cn

加速度传感器 PCB352C33 主要采集垂直方向的路面激励,所以传感器方向垂直朝上并通过超能胶安装固定在五轮仪车轴上。



1. LabVIEW 上位机平台 LabVIEW host computer; 2. 五轮仪 The fifth wheel instrument; 3. 振动传感器 Vibration sensor; 4. 速度显示器 Speed monitor.

图 1 路谱采集系统示意图

Fig.1 Road spectrum signal collecting system

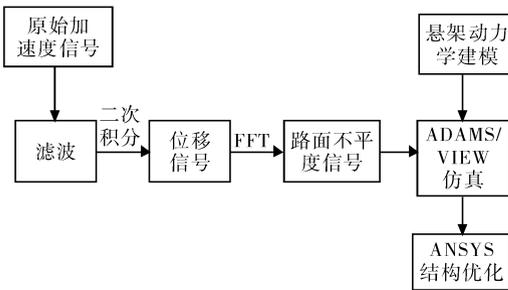


图 2 信号采集系统技术路线图

Fig.2 Structure of the signal acquisition system



A: 草地 Grassplot; B: 山地 Mountainous; C: 水泥地 Cement road.

图 3 3 种果园模拟路况

Fig.3 Three kinds of the orchard simulation road

2 结果与分析

2.1 加速度信号采集与处理

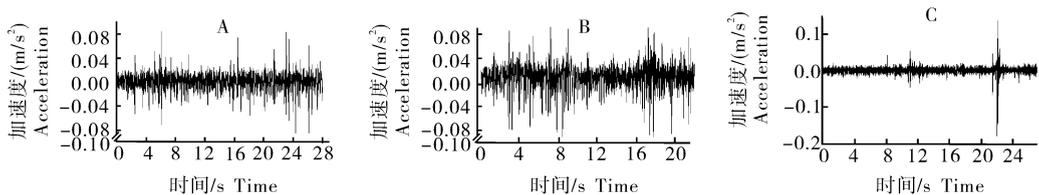
本研究路面不平度信号采集系统利用 PCB352C33 加速度传感器,每秒采集 1 000 个点,采

1.2 信号采集流程

将位移信号作为输入激励导入 ADAMS 中对钢板弹簧悬架进行动力学仿真,研究不同路况下钢板弹簧悬架的频响曲线特征。因此,本信号采集系统首先采集不同路况的路面不平度原始加速度时域信号,然后进行低通滤波去噪,除去原始信号中的仪器噪声并且保留其信号特征;对去噪后的加速度时域信号进行两次积分变换得到位移时域信号,再进行 FFT 变换得到位移频域图,表征路面不平度激励信号在各个频率上的集中情况和路面不平度的特点^[11],具体技术路线如图 2 所示。利用 ANSYS 对钢板弹簧悬架进行模态分析得到其前四阶的固有频率,与 ADAMS 中得到的频响曲线的频率集中范围进行对比,得出优化方案。

1.3 选择模拟路况

由于山地果园轮式运输车主要在丘陵山地中作业,而丘陵山地主要由连绵不断的低矮山丘组成,坡度较缓、起伏不大。为了模拟运输车在实际果园中的运行情况,本研究选取草地、山地和水泥地 3 种路况(图 3),驾驶山地果园轮式运输车在中速挡位满载 200 kg 情况下进行路谱信号采集。



A: 草地 Grassplot; B: 山地 Mountainous; C: 水泥地 Cement road.

图 4 3 种不同路况的加速度时域信号图

Fig.4 Acceleration time domain signal of different road condition

移信号失真,因此,对原始加速度信号进行低通滤波处理滤除噪声信号并突出信号的特点^[13],滤波器的截止频率约为有用频率的 10 倍频,取 100 Hz。

2.2 位移信号的转换

研究路面不平度激励信号对钢板弹簧悬架的影响时,需要将位移信号作为输入激励。因此,要将滤波处理后的加速度时域信号转换为位移频域信号。具体积分过程如下:

定义采集到的加速度信号是 $a(t) = f(t) + T$, 式中, T 是测量误差,速度可由 $a(t)$ 经过 1 次积分得到,即:

$$v(t) = \int a(t) dt = \int (f(t) + T) dt = \int f(t) dt + Tt + X \quad (1)$$

式(1)再经过 1 次积分,即可得到位移信号,即:

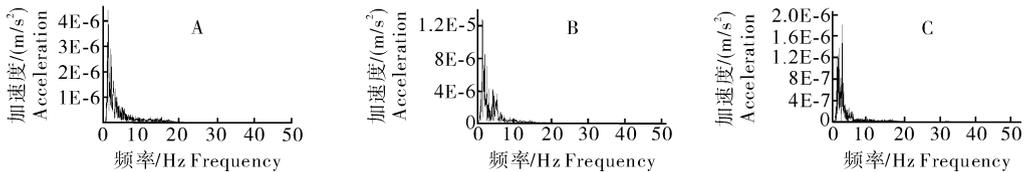
$$s(t) = \int v(t) dt = \int [\int f(t) dt] dt + 0.5Tt^2 + Xt + \lambda \quad (2)$$

由式(1)和式(2)可知,测量误差 T 经过 2 次积

分变换后被放大,因此,得到的位移信号有一定的偏差。所以选择用数学期望值作为估量直流分量, $\bar{a} = \frac{1}{N} \sum_{i=0}^N a_i$ 经过直流后取得的信号是 $a' = a_i - \bar{a}$, 再经过 Simpson 积分可得:

$$v = \frac{\Delta t}{6} (a'_{i-2} + 4a'_{i-1} + a'_i) \quad (3)$$

其中, Δt 是采样间隔,对式(3)进行 1 次积分即可以得到更加准确的位移频域信号^[14]。对位移时域信号进行 FFT 变换,可得到路面位移频域信号(图 5)。频域信号能够直观地反映路面位移信号频率的主要集中范围,表现不同路面的特征。由图 5 可知运输车在满载 200 kg 中速挡情况下,高于 20 Hz 的振动信号几乎为零,可忽略。故草地、山地和水泥地的路面位移信号频率分别主要集中在 1~6、1~9 和 1~7 Hz。



A:草地 Grassplot; B:山地 Mountainous; C:水泥地 Cement road.

图 5 3 种不同路况的位移频域图

Fig.5 Acceleration frequency domain signal of different road condition

2.3 钢板弹簧悬架建模

本研究主要考察路面不平度激励信号对钢板弹簧悬架的影响,为了更清晰地了解路面不平度激励信号经过轮胎和后桥传递到钢板弹簧悬架处的动力状态,本研究的简化模型只保留后轮、后桥和钢板弹簧悬架。优化前钢板弹簧悬架的主片长度是 700 mm,副片长度是 680 mm,厚度是 30 mm,卷耳的外

径和内径分别是 23、15 mm。同时钢板弹簧悬架属于非线性构件,所以采用离散梁法来构建模型。首先,将板簧片分成多个刚体块,靠近的刚体块用离散 Beam 梁连接,2 块簧片之间设有接触约束,卷耳和板簧、主副板簧间通过衬套连接。衬套的阻尼矩阵和刚度矩阵如表 1 所示,改进前钢板弹簧悬架模型如图 6。

表 1 衬套阻尼和刚度矩阵参数

Table 1 Damp and rigidity parameters of the bushing

连接构件 Connecting member	类型 Type	X、Y 方向轴向 Axial of X,Y	Z 方向轴向 Axial of Z	X、Y 方向扭转 Torsional of X,Y	Z 方向扭转 Torsional of Z
卷耳与板簧 Roll ear and leaf spring	阻尼/(N/(m·s)) Damp	45	4.5	8×10^2	50
	刚度/(N/mm) Rigidity	6	2	3×10^5	6.3×10^3
板簧与板簧 Leaf spring	阻尼/(N/(m·s)) Damp	45	4.5	8×10^2	100
	刚度/(N/mm) Rigidity	8×10^4	8×10^4	8×10^5	8×10^5

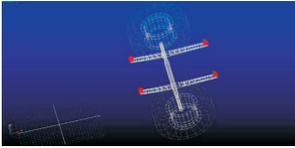
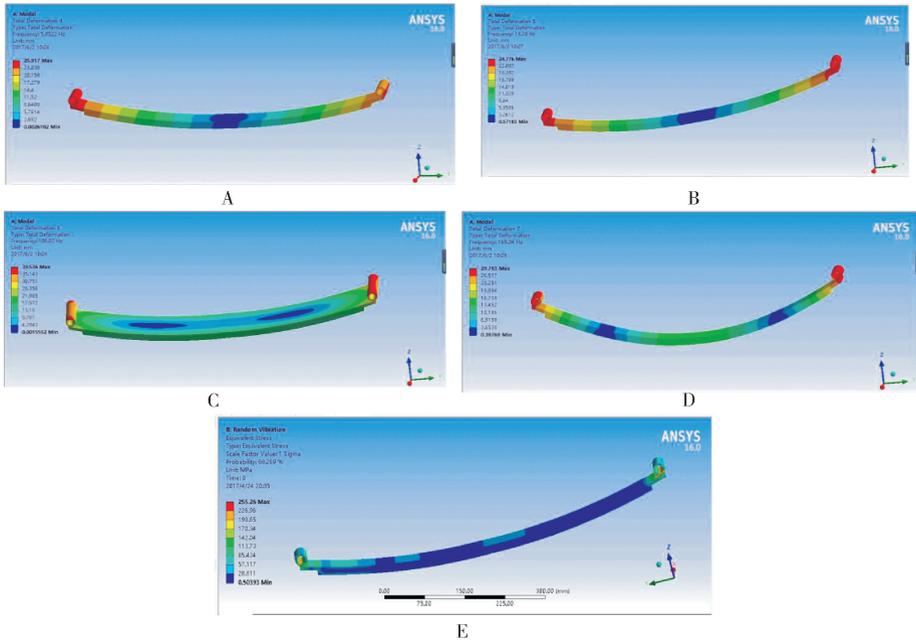


图 6 改进前钢板弹簧悬架简化模型图

Fig.6 Simplified model of the original leaf spring suspension

2.4 钢板弹簧悬架模态分析

本研究钢板弹簧悬架的材料为 $60\text{Si}_2\text{Mn}$, 密度 $7.85 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$, 泊松比 0.29, 弹性模量 206 GPa。



A: 第一阶 The first order; B: 第二阶 The second order; C: 第三阶 The third order; D: 第四阶 The fourth order; E: 等效应力响应云图 Stress distribution.

图 7 改进前钢板弹簧悬架前四阶振型图和等效应力响应云图

Fig.7 The first four orders modal and strain analysis of the original leaf spring suspension

$$D = \frac{n_{1\sigma}}{N_{1\sigma}} + \frac{n_{2\sigma}}{N_{2\sigma}} + \frac{n_{3\sigma}}{N_{3\sigma}} \quad (4)$$

式(4)中, $n_{i\sigma}$ 是不大于 $i\sigma$ 水平的循环次数, $n_{i\sigma}$ 由振动平均频率 ν_0^+ 和疲劳寿命时间 T 经过计算可得; $N_{i\sigma}$ 依据结构的材料曲线图可得到的 $i\sigma$ 应力对应的最大循环次数; $N_{i\sigma}$ 可通过相对应材料的存活率 P-S-N 曲线求解, P-S-N 曲线图一般由以下公式可得:

$$\lg N_p = a_p + b_p \lg \sigma \quad (5)$$

式(5)中, N_p 是材料在存活率 p 下对应的最大循环次数; a_p 、 b_p 为材料常数。当悬架材料 $60\text{Si}_2\text{Mn}$ 在存活率是 99% 的情况下, a_p 、 b_p 的值分

别是 19.13、-5.041, 将最大等效应力 σ 、一阶固有频率 n 、材料常数 a_p 、 b_p 代入式(4)和(5)可得原钢板弹簧悬架疲劳寿命 $T = 9.4 \times 10^4$ 。

由于钢板弹簧悬架结构受力复杂, 为了较好地模拟几何模型的表面状态, 避免出现结构突变和应力集中, 需要划分出较多的网格单元, 故选用 5 mm 的单元尺寸和 10 节点实体单元 Solid187, 用四面体划分法来划分网格^[15], 然后采用 Block lanczos 模态提取法计算出其前四阶模态(图 7)。由图 7 可知前四阶固有频率分别为 5.95、19.28、106.02 和 169.34 Hz, 最大等效应力 $\sigma = 255.26 \text{ MPa}$ 。根据 Steinberg 创立的依据高斯分布与 Miner 线性累计损伤定律的三区法, 则钢板弹簧悬架的总体疲劳受损是:

别是 19.13、-5.041, 将最大等效应力 σ 、一阶固有频率 n 、材料常数 a_p 、 b_p 代入式(4)和(5)可得原钢板弹簧悬架疲劳寿命 $T = 9.4 \times 10^4$ 。

2.5 振动结果仿真

将积分得到的位移信号文件导入 ADAMS/VIEW 中, 创建路面的样条曲线来研究路面不平度激励信号经轮胎和后桥传递到悬架处的动力状态, 路面不平度作为输入激励, 输入通道为轮胎的质心点, 方向与大地垂直。仿真参数 Begin 设置为 0.1, End 设置为 1 000, Steps 设置为 400^[16]。由图 8 可知, 运输车满载 200 kg 中速挡运行在草地、山地和水泥地时, 路面不平度激励信号作用在悬架处的频

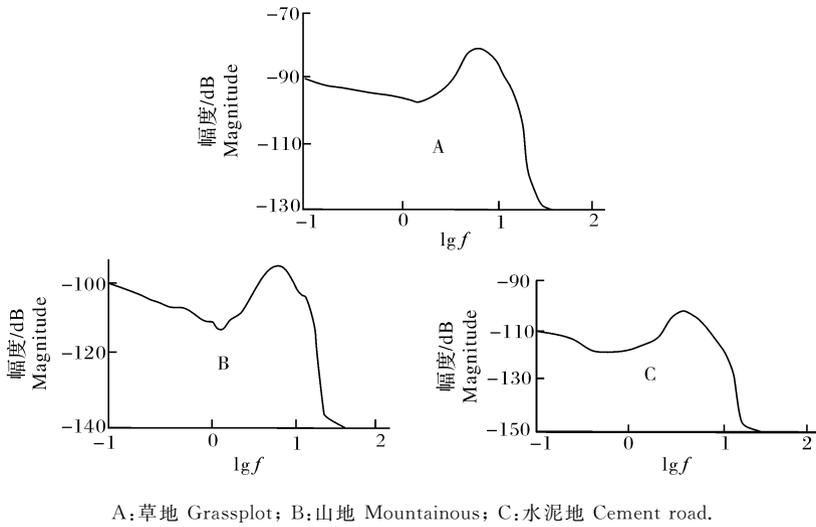


图 8 不同路况的路面不平度激励信号作用于钢板弹簧悬架处的频响曲线

Fig.8 Frequency response curve of different types road roughness excitation signal act on the leaf spring suspension

率主要集中在 3~10、4~9 和 2~7 Hz,改进前的悬架第一阶固有频率为 5.95 Hz,处于路面不平度激励信号作用在悬架处的频率范围之内,容易产生较大的共振危害,所以需要 对运输车钢板弹簧悬架进行防共振优化设计。

2.6 钢板弹簧悬架优化设计

增加弹簧片的数量可以提高悬架的刚性,但需要保证改进后的簧片是标准厚度,且悬架总厚度和改进前基本一致,故改进后的悬架共 7 片,每片簧片厚度为 8 mm,并根据各簧片的展开图来设计弹簧片的长度(图 9)。簧片预应力根据运输车运行条件决定,按照经验弹簧主片的预应力大小一般在 (-80~-150 N/mm²),副片预应力在 (20~60

N/mm²),对于弹簧片而言,预应力是以取值的绝对值进行递减的,故前 4 片预应力为负值,后 3 片为正值(表 2)。各个弹簧片设计成自由状态下不一样的曲率半径,来保证装配后各弹簧片之间能够贴合的更紧密,同时降低弹簧主片所受的应力^[17-18]。

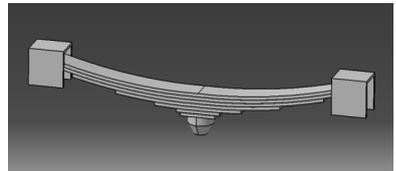


图 9 优化后的悬架模型

Fig.9 The improved suspension model

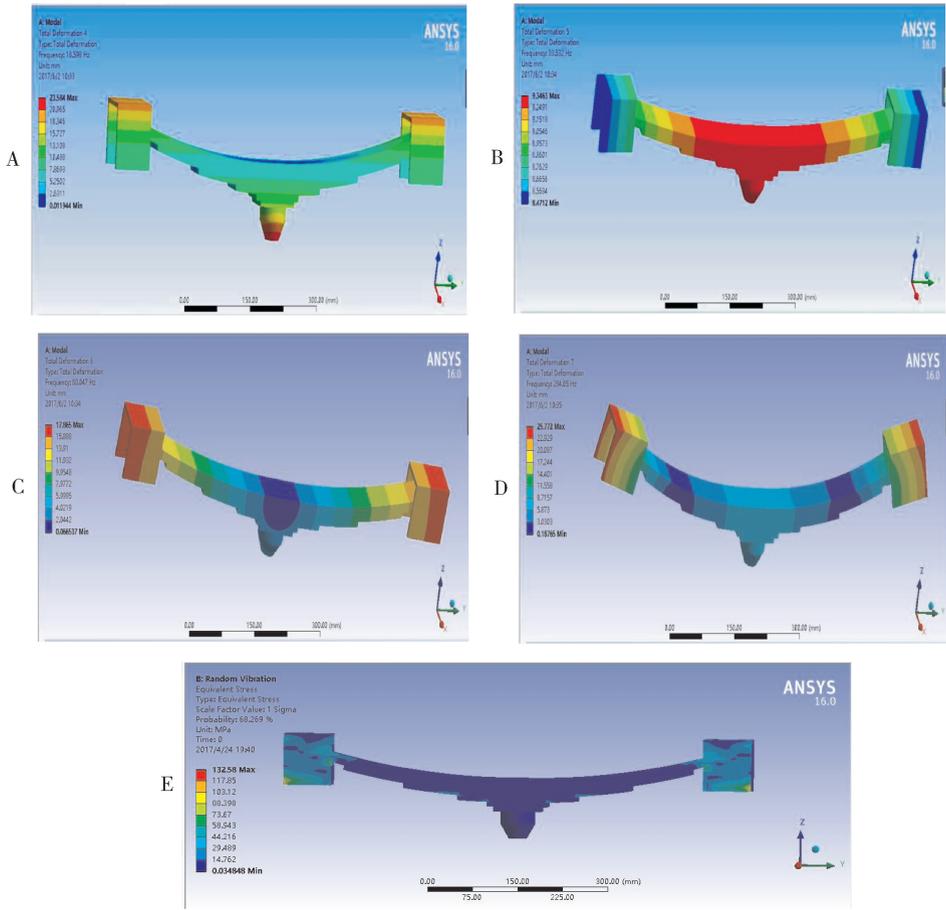
表 2 改进后的悬架参数

Table 2 Parameters of optimized suspension

弹簧片 Leaf spring	弧长/mm Arc length	预应力值/(N/mm ²) Stress	曲率半径/mm Curvature radius
第一片 First	700	-120	550
第二片 Second	640	-90	514
第三片 Third	580	-50	471
第四片 Fourth	380	-10	436
第五片 Fifth	200	30	419
第六片 Sixth	130	50	399
第七片 Seventh	100	60	385

由图 10 可知,改进后钢板弹簧悬架的前四阶固有频率分别为 18.59、33.53、60.05 和 284.65 Hz,其

一阶固有频率为 18.59 Hz,大于路面不平度激励信号作用于悬架处的 2~10 Hz 范围,因此,通过优化



A: 第一阶 The first order; B: 第二阶 The second order; C: 第三阶 The third order; D: 第四阶 The fourth order; E: 等效应力响应云图 Stress distribution.

图 10 改进后悬架的前四阶模态振型图和等效应力响应云图

Fig.10 The first four orders modal and strain analysis of the improved suspension

悬架结构,避免了与路面产生共振。

悬架改进前后的前四阶固有频率和最大等效应力对比如表 3 所示,改进后悬架的最大等效应力 $\sigma = 132.58 \text{ MPa}$,与改进前相比较悬架的最大等效应力

降低了 48%。将优化后悬架的最大等效应力 σ 和一阶固有频率 n 代入式 (4) 和 (5) 后,计算得改进后悬架的疲劳寿命 $T = 3.5 \times 10^5$,相比优化前悬架疲劳寿命提高了 3.7 倍。

表 3 悬架改进前后模态分析对比

Table 3 Modal analysis results of the improved suspension

阶数 Order	固有频率/Hz Inherent frequency		最大等效应力/MPa Maximum stress	
	改进前 Original	改进后 Optimized	改进前 Original	改进后 Optimized
第一阶 The first order	5.95	18.59		
第二阶 The second order	19.28	33.53	255.26	132.58
第三阶 The third order	106.02	60.05		
第四阶 The fourth order	169.34	284.65		

3 讨论

本研究根据山地果园运输车的工作环境,通过

设计的路谱采集系统采集山地果园运输车满载 200 kg 时以中速挡位运行在草地、山地和水泥地等 3 种模拟路况的路面不平度激励信号,并进行滤波处理

和积分变换得到3种路面的频域图。结果表明,草地、山地和水泥地等3种路面位移信号频率分别主要集中在1~6、1~9和1~7 Hz,与实际情况基本吻合。将路面位移信号导入ADAMS/VIEW中作为输入激励,对悬架进行振动分析,结果表明,运输车满载200 kg以中速挡位运行在草地、山地和水泥地时,路面不平度激励信号作用在悬架处的频率主要集中在3~10、4~9和2~7 Hz;对运输车钢板弹簧悬架建模进行模态分析,得到第一阶固有频率为5.95 Hz,悬架疲劳寿命 $T=9.4 \times 10^4$,第一阶固有频率处于路面不平度激励信号在悬架作用的频率范围内,存在共振隐患,需对钢板弹簧悬架进行改进优化。通过增加簧片数量提高悬架刚性,优化后的钢板弹簧悬架第一阶固有频率为18.59 Hz,与路面不平度激励信号作用在悬架处的频率主要集中范围不存在耦合,有效避免了共振现象;改进后悬架的疲劳寿命 $T=3.5 \times 10^5$,相比原钢板弹簧悬架,优化后的钢板弹簧悬架最大等效应力降低了48%,悬架疲劳寿命提高了3.7倍。

本研究通过实验和仿真表明,通过增加钢板弹簧悬架簧片数量改善悬架刚性,可以显著提高悬架的固有频率和疲劳寿命,从而避免与路面激励信号发生共振,提高运输车平顺性和舒适性,同时应该实地采集具有代表性路面的不平度信号来对运行环境做针对性研究;此方法也可以推广到运输车其他部件或者总成研究中,例如车桥、转向系统及发动机悬置等方面的优化,同时还应该考虑振动信号传递路径中不同部件间的振动特性,以提高试验和优化过程的准确性。

参 考 文 献

- [1] 杨洲,洪添胜.山地果园运送装备[M].北京:中国农业出版社,2016.
- [2] 洪添胜,杨洲,宋淑然,等.柑橘生产机械化研究[J].农业机械学报,2010,41(12):105-109.
- [3] 吴伟斌,冯运琳,朱余清,等.山地果园轮式运输机自装卸装置的设计与分析[J].华中农业大学学报,2016,35(4):113-120.
- [4] 段虎明,石锋,马颖,等.基于功率谱密度的路面评价与特征参数提取[J].振动与冲击,2013,2(4):26-30.
- [5] LIN J H. Variations in dynamic vehicle load on road pavement [J]. International journal of pavement engineering, 2014, 15(6):558-563.
- [6] ABULIZI N, KAWAMURA A, TOMIYAMA K, et al. Measuring and evaluating of road roughness conditions with a compact road profiler and ArcGIS [J]. Journal of traffic & transportation engineering, 2016, 3(5):398-411.
- [7] REZA-KASHYZADEH K, ARGHAVAN A. Investigating the effect of road roughness on automotive component [J]. Engineering failure analysis, 2014, 41(3):96-107.
- [8] 周杰,徐红梅,王君.基于ADAMS的轮式拖拉机行驶平顺性研究[J].华中农业大学学报,2017,36(3):93-100.
- [9] 李福强,刘守荣,毛恩荣,等.基于功率谱密度的玉米收获机车架疲劳分析[J].农业工程学报,2016,32(10):34-40.
- [10] 刘再生,霍福祥,王长明,等.轿车悬架台架多轴疲劳试验载荷开发[J].汽车技术,2012(6):47-50.
- [11] 刘永臣,王国林,杨彦鹏,等.基于实测道路谱的路面等效重构[J].农业工程学报,2012,28(19):26-32.
- [12] 王国林,魏领军,景鹏,等.汽车道路路面谱采集典型道路选择方法[J].合肥工业大学学报(自然科学版),2009,32(5):640-643.
- [13] 林楠,李东升,李宏男.基于零初值的测试加速度积分速度与位移的方法[J].中国科学:技术科学,2016,46(6):602-614.
- [14] 牟玉喆,潘鑫,高金吉,等.基于LabVIEW的振动加速度信号积分方法研究[J].北京化工大学学报(自然科学版),2016,43(2):70-74.
- [15] 江浩斌,张泽华,李龙晨,等.基于ADAMS的等臂式平衡悬架建模及整车平顺性仿真[J].重庆交通大学学报(自然科学版),2015,34(3):171-174.
- [16] 冯兰芳,邢志伟,惠延波,等.基于路面激励的某微型客车噪声预测分析[J].郑州大学学报(工学版),2013,34(6):125-128.
- [17] 田玲玲,谷正气,李伟平,等.非线性油气悬架系统平顺性仿真与参数化设计[J].中南大学学报(自然科学版),2011,42(12):3715-3721.
- [18] 韩振南,宋德跃.基于ANSYS的汽车钢板弹簧装配预应力的分析[J].机械设计与制造,2011(10):63-65.

Optimization design of mountainous orchard transporter's leaf spring suspension based on mountainous orchard road spectrum

WU Weibin^{1,2} LI Zeyi¹ HONG Tiansheng^{1,2}
LIU Wenchao¹ HUANG Jiayi¹ YU Yaofeng¹

1. *College of Engineering, South China Agricultural University,*
Guangzhou 510642, China;

2. *Division of Citrus Machinery, China Agriculture Research System/
Guangdong E & T Research Center for Mountainous Orchard Machinery,*
Guangzhou 510642, China

Abstract In order to improve the fatigue life and transportation efficiency of mountainous orchard wheeled transporter, the excitation signal of the unevenness of typical road surface in hilly areas was used as vibration excitation to study the vibration characteristics of the leaf spring suspension and optimize the structure. Using LabVIEW as the host computer platform, the data acquisition card NI 9234 and acceleration sensor PCB352C33 was used to design the acceleration signal acquisition platform. After filtering the original acceleration signal, integral and FFT transform was performed to obtain the displacement frequency domain map. The road roughness signal collected was imported into ADAMS/View to get the roughness of the road surface when the transporter runs on the grass, mountainous and cement road. The frequency of the excitation signal acting on the leaf spring suspension mainly concentrates in 3-10 Hz, 4-9 Hz and 2-7 Hz. There is an overlap with the first-order leaf spring suspension at the first-order frequency of 5.95 Hz, and resonance is easily generated. The fatigue life T is 9.4×10^4 . By increasing the number of reeds to increase the stiffness of the suspension, the first-order frequency of the leaf spring suspension is optimized to be 18.59 Hz, and the fatigue life T is 3.5×10^5 , which not only avoids resonance with the road surface input excitation but also increases life expectancy by 3.7 times.

Keywords mountainous orchard; transporter; structure optimization; LabVIEW; spring suspension; vibration analysis; modal analysis

(责任编辑:陆文昌)