

基于灵敏度分析的船式拖拉机机架结构优化设计

周明刚, 张 露, 陈 源, 刘明勇, 黄云朋

(湖北工业大学农机工程研究设计院, 武汉 430068)

摘 要: 为提高船式拖拉机的动态性能, 针对机架与船壳可分离的船式拖拉机, 对其机架进行多目标优化设计。通过模态分析确定优化响应, 灵敏度分析确定设计变量, 模型建立确定优化目标, 多目标优化设计数学模型得到 6 组非劣解, 并基于熵权的模糊物元模型得到最优设计方案。优化前后的对比分析可知, 在机架体积只增加 2.4% 的基础上其第一阶模态频率提高 35%, 最大静应力减小 35%, 同时发动机的工作频率远离船式拖拉机机架的固有模态频率。结果表明, 优化后的船式拖拉机机架动态性能良好。该研究可为船式拖拉机的设计研究提供参考。

关键词: 机械化; 优化; 设计; 船式拖拉机; 机架; 模态; 灵敏度; 模糊物元

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2016.12.008

中图分类号: S223.92

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2016)-12-0054-07

周明刚, 张 露, 陈 源, 刘明勇, 黄云朋. 基于灵敏度分析的船式拖拉机机架结构优化设计[J]. 农业工程学报, 2016, 32(12): 54—60. doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2016.12.008 http://www.tcsae.org

Zhou Minggang, Zhang Lu, Chen Yuan, Liu Mingyong, Huang Yunpeng. Structural optimization for rack of boat-type tractor based on sensitivity analysis[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2016, 32(12): 54—60. (in Chinese with English abstract) doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2016.12.008 http://www.tcsae.org

0 引 言

20 世纪 70 年代基于浮式原理发明^[1]的船式拖拉机在南方的水田耕作时有着独特的优越性和广泛的适应性。船式拖拉机作为中国特有的农业机械, 国外鲜有研究。因而长期以来为促进南方水田作业机械化, 中国学者一直致力于对船式拖拉机的研究。邵耀坚, 罗锡文^[2]根据淹水水田和旱态水田的圆锥指数承压特性及土壤力学参数剪切特性设计了用于水田的独轮耕整机的驱动轮, 随后陆华忠等^[3]通过对用于船式拖拉机上的叶轮单轮叶动力性能的大量测试, 分析了轮叶产生的推进力、支承力和驱动效率受轮叶倾角、陷深、滑转率的影响和随轮叶转角位置的变化规律, 邵耀坚等^[4]对四轮驱动船式拖拉机沿前刺孔行驶的动力学进行了专项试验研究, 设计了三轮叶模拟试验装置, 对前后轮叶刺孔的最佳偏移距或偏移率、前驱动叶轮轮叶的推力、承力和效率, 以及影响效率的因素进行了深入的试验和探讨。

中国传统的船式拖拉机其主要的承载部件是船身, 该结构的传统设计方法主要是依据经验反复修改船身的形状和尺寸, 从一系列结构尺寸的可变范围选取静、动态性能最优的参数, 这难以确保所获取的参数组合是最优方案。因此探索船式拖拉机的结构优化设计方法对于研制成熟机型具有重要意义。近年来, 随着虚拟样机技术的迅速发展^[5-7], 以 CAD/CAE 软件^[8-11]在灵敏度

分析的基础上结合优化算法来提高机械结构的力学性能已成为研究的热点。例如 Kaneko 等^[12]基于灵敏度分析对涡轮叶片进行了优化设计, Mills 等^[13]基于灵敏度分析对灵活的凸轮机构进行了优化设计。

本文所设计研究的船式拖拉机为机架与船壳可分离式船式拖拉机, 该船式拖拉机的结构组成较为复杂, 机架作为其基本载体, 在田间工作时承受的负荷很大。而类似半封闭箱体的船壳在工作过程中起减小船式拖拉机前行阻力的作用, 所受压力较小, 其刚度远远小于框架式结构的机架。因此, 机架在保证整机工作性能和可靠性等方面起着非常重要的作用, 是船式拖拉机设计的关键环节, 为此本文设计数学模型对船式拖拉机机架结构进行优化设计。

1 船式拖拉机机架模型

本文研究的船式拖拉机机架起着支撑和动力传输的作用, 承受船式拖拉机在工作过程中所传递的前行阻力, 因此机架必须具有良好的力学性能才能保证整机工作的可靠性。采用 Solidworks 建立的船式拖拉机机架三维实体模型及其主要零部件的安装位置如图 1a 所示, 其中机架的各部件详细计算参数如表 1 所示。

表 1 船式拖拉机机架模型计算参数
Table 1 Boat-type tractor model parameter calculation

部件 Part	厚度 Thickness/mm	弹性模量 Elastic model/MPa	泊松比 Poisson's ratio	密度 Density/ (t·mm ⁻³)
1/6/8/10	5	2.01×10 ⁻⁵	0.27	7.78×10 ⁻⁹
2/3/4/5/7/9	8	2.01×10 ⁻⁵	0.27	7.78×10 ⁻⁹
11	6	2.01×10 ⁻⁵	0.27	7.78×10 ⁻⁹

注: 部件 1~11 的具体名称见图 1a。

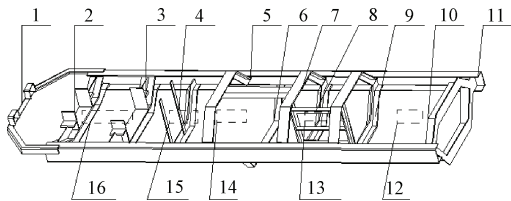
Note: Specific name of part 1-11 as shown in Fig. 1a.

收稿日期: 2015-09-16 修订日期: 2016-04-20

基金项目: 国家自然科学基金项目 (51405142)

作者简介: 周明刚, 男, 湖北荆门人, 教授, 博士, 主要从事振动与噪声研究。武汉 湖北工业大学农机工程研究设计院, 430068。

Email: zhoumg@aliyun.com



a. 船式拖拉机机架三维模型
a. Boat-type tractor rack 3D model



b. 船式拖拉机机架有限元模型
b. Finite element model of boat-type tractor rack

- 1.水箱支架 2.横梁 1 3.横梁 2 4.变速箱支架 5.横梁 3 6.横梁 4 7.横梁 5 8.分动箱支架 9.横梁 6 10.横梁 7 11.主梁 12.后桥 13.分动箱 14.前桥 15.变速箱 16.发动机
- 1.Tank frame 2.Beam 1 3.Beam 2 4.Transmission frame 5.Beam 3 6.Beam 4 7.Beam 5 8.Transfer case mounting bracket 9.Beam 6 10.Beam 7 11.Girder 12.Rear axle 13.Transfer case 14.Front axle 15.Gearbox 16.Engine

图 1 船式拖拉机机架模型
Fig.1 Boat-type tractor rack model

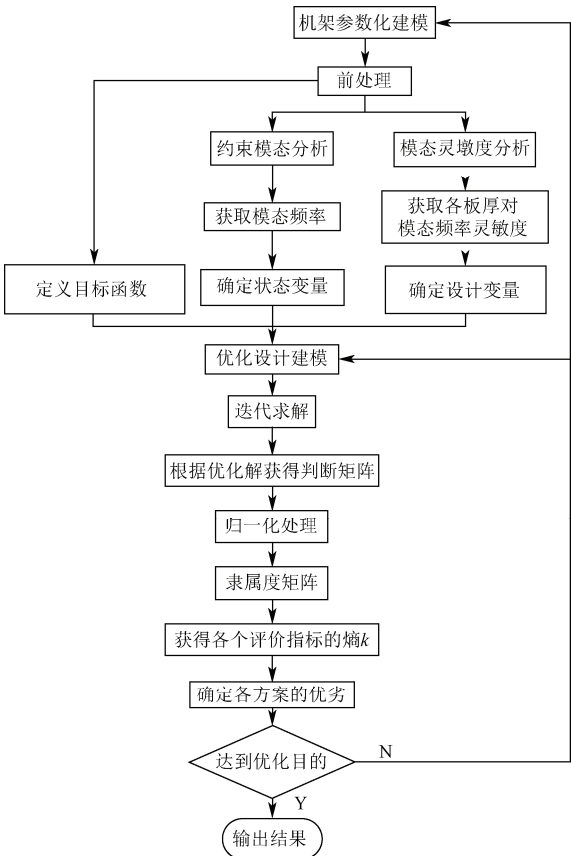


图 2 机架优化设计流程
Fig.2 Rack's optimization design process

由于船式拖拉机机架形状较为复杂，为了得到更加准确的有限元模型和更高的网格质量，对机架进行如下处理：忽略倒角、小凸台、微小孔、螺纹孔等局部特征；认为机架材料密度均匀；Hypermesh 作为前处理对实体模型抽取中层得到 2D 模型。采用 shell63 单元^[14-15]进行网格划分，各部件之间采用 rbe2 刚性单元^[16-18]连接，共

有节点数 41 996，单元数 40 812。约束条件：主梁 11 连接部件 5 的部位连接有前桥，主梁 11 连接部件 10 的部位连接有后桥，因此在主梁和前桥、后桥连接的部位施加固定约束。进行四边形网格划分及施加约束条件后的机架有限元模型如图 1b 所示。前处理完成后，按照图 2 所示的机架优化设计流程采用 Radioss 求解器和 Optistruct 模块完成船式拖拉机机架的分析与优化设计。

2 模态分析

船式拖拉机的行驶和工作环境较为恶劣，因而车辆在行驶和工作过程中会在各种振动源的激励下产生振动，如发动机引起的振动、路面不平引起的振动等。这些振动源本身的激励力并不足以造成破坏，但如果车身某部分固有频率与这些振动源的激励频率非常接近，便会发生共振现象而导致破坏和噪声。

船式拖拉机在行走和工作过程中受到的外界激励源主要有：发动机的振动；田地路面不平引起的振动。该船式拖拉机的发动机工作频率为 50 Hz，输入转速为 25 Hz，船式拖拉机以 0.4~0.8 m/s 的速度进行行走和工作时路谱频率范围在 0.02~6 Hz 之间^[19]。为此对机架的有限元模型进行约束模态分析，获得 100 Hz 以内的固有模态频率和振型描述如表 2 及前五阶模态振型如图 3。

表 2 船式拖拉机机架前十阶模态频率
Table 2 Ten orders' natural frequency of boat-type tractor rack

阶次 Order	固有频率 Natural frequency /Hz	振型描述 Modal description
1	25.78	水箱支架整直方向弯曲
2	35.58	机架整体水平方向弯曲
3	38.43	变速箱支架弯曲
4	40.25	变速箱支架扭转
5	47.89	机架整体整直方向弯曲
6	62.01	横梁 7 扭转
7	62.61	机架整体扭转
8	66.14	机架整体扭转
9	69.60	横梁 4 弯曲
10	86.72	机架水平弯曲，横梁 4 弯曲

模态分析结果表明，发动机的输入转速 25 Hz 接近船式拖拉机机架的第一阶固有模态频率，发动机的工作频率 50 Hz 接近船式拖拉机机架第五阶固有模态频率，机架第一阶与第五阶模态阵型主要集中在发动机的安装部位，因而船式拖拉机在行走和工作的过程中机架上发动机的安装部位易产生振动。为了避免在行走和工作过程中外界激励源频率接近船式拖拉机机架的固有频率发生共振现象而导致破坏和噪声，需在机架刚度满足要求的前提下，对机架进行优化设计，提高固有模态频率，避免共振。

由于该船式拖拉机机架上各个零部件（如发动机、变速箱等）的安装位置关系已相对固定，整体结构已确定，且机架上各部件之间连接已选用最大焊接刚度，因此可通过调整机架上横梁厚度对该机架进行结构优化设计，提高机架整体刚度，从而提高固有模态频率。

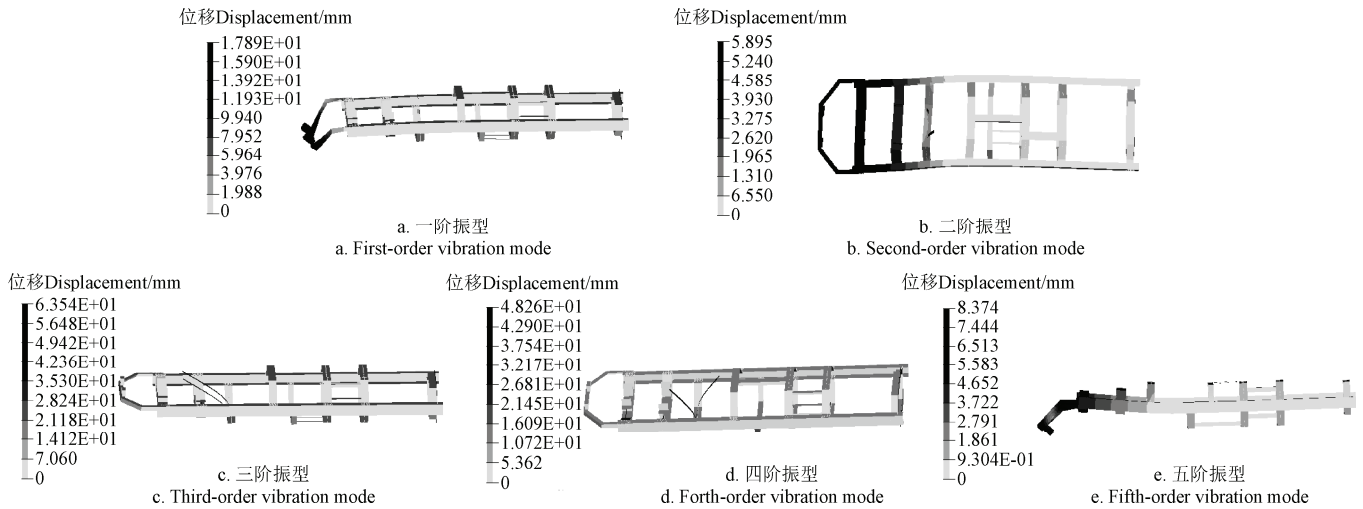


图3 船式拖拉机机架模态振型

Fig.3 Modal shape of boat-type tractor rack

在进行结构优化过程中,由于机架结构较为复杂,有些零部件对车身结构模态贡献较大,而有些零部件对车身结构模态贡献较小,因此先采用灵敏度分析的方法确定厚度变化对车身结构模态影响比较敏感的零部件,然后对其敏感的零部件进行优化设计。

3 优化设计

3.1 灵敏度分析

机械结构灵敏度^[20-21]主要研究结构参数或设计变量的改变对力学特性影响的程度。因此灵敏度可理解为船式拖拉机机架各部件厚度的变化引起机架固有频率的变化,部件厚度在某一区间变化时,固有频率变化大小与参数变化大小的比值为灵敏度。

钢结构机架为小阻尼系统,此时该系统的无阻尼固有频率与其小阻尼固有频率接近^[22-24],因此对该机架进行振动特性分析时可忽略其阻尼,假定船式拖拉机机架为一个无阻尼的自由振动系统,其动力学方程为

$$[m]\{\ddot{x}\} + [k]\{x\} = 0。 \quad (1)$$

其特征方程可以记为

$$([k] - \omega_i^2[m])\{x_i\} = 0。 \quad (2)$$

式中 $[m]$ 为 $n \times n$ 的系统质量矩阵,实对称矩阵; $[k]$ 为 $n \times n$ 的系统刚度矩阵,实对称矩阵; $\{\ddot{x}\}$ 为加速度,为列阵; $\{x\}$ 为位移,列阵; ω_i 为系统的固有频率; $\{x_i\}$ 为对应于 ω_i 的振型向量。

采用直接求导法计算固有频率 ω_i 对厚度 d 的灵敏度,将式(2)对 d 取偏导数且两边同时左乘 $\{x_i\}^T$ 可得

$$\begin{aligned} \{x_i\}^T ([k] - \omega_i^2[m]) \frac{\partial \{x_i\}}{\partial d} + \\ \{x_i\}^T \left(\frac{\partial [k]}{\partial d} - \omega_i \frac{\partial [m]}{\partial d} - \frac{\partial \omega_i}{\partial d} [m] \right) \{x_i\} = 0。 \end{aligned} \quad (3)$$

式中 d 为横梁厚度,mm。

从而可得模态频率的导数,即灵敏度 S 为

$$S = \frac{\partial \omega_i}{\partial d} = \frac{\{x_i\}^T \left(\frac{\partial [k]}{\partial d} - \omega_i \frac{\partial [m]}{\partial d} \right) \{x_i\}}{\{x_i\}^T [m] \{x_i\}}。 \quad (4)$$

式中 S 为灵敏度,Hz/mm。

将机架结构体积最小作为优化目标,以机架的一阶模态作为约束条件,选择11个横梁结构的厚度作为设计变量,进行机架结构各部件的灵敏度分析,经过计算可得到船式拖拉机机架各部件的厚度对一阶固有模态频率的灵敏度如表3。对各部件进行灵敏度分析,选择对车身模态最敏感的部件厚度作为优化设计变量。因此,根据灵敏度分析结果,剔除模态灵敏度数量级在 $\times 10^{-3}$ 以下的部件,选择水箱支架、横梁1、横梁2、变速箱支架、横梁3、横梁5与主梁作为优化的部件。

表3 船式拖拉机机架一阶模态频率对横梁厚度的灵敏度

Table 3 Sensitivity about thickness of boat-type tractor rack

序号 No.	部件 Part	components	
		板厚 Thickness/mm	模态灵敏度 Modal sensitivity/(Hz·mm ⁻¹)
1	水箱支架	5	2.93
2	横梁1	8	-1.13×10^{-1}
3	横梁2	8	-2.52×10^{-2}
4	变速箱支架	8	2.03×10^{-3}
5	横梁3	8	3.44×10^{-3}
6	横梁4	5	7.91×10^{-4}
7	横梁5	8	1.05×10^{-3}
8	分动箱支架	5	1.16×10^{-5}
9	横梁6	8	7.93×10^{-5}
10	横梁7	5	1.62×10^{-4}
11	主梁	6	6.56×10^{-1}

3.2 优化建模与求解

为了避免船式拖拉机在行走和工作过程中外界激励源频率和船式拖拉机的发动机输入转频25 Hz、工作频率50 Hz接近船式拖拉机机架的固有频率发生共振现象而导致破坏和噪声,根据机架的约束模态分析结果,将提高船式拖拉机机架的一阶固有模态作为优化响应,以优化后机架是否有接近50 Hz的固有模态频率为判断条件。而在结构设计中为提高结构的固有模态往往会增加板的厚度,一方面增加了刚度,另一方面也会增加机架的质

量，即机架的体积，此方法不符合现代农业机械结构轻量化设计的要求，故将船式拖拉机机架的体积作为优化目标。根据灵敏度分析结果，将船式拖拉机机架的各部

件板厚作为设计变量，包括水箱支架 x_1 、横梁 1 x_2 、横梁 2 x_3 、变速箱支架 x_4 、横梁 3 x_5 、横梁 5 x_6 与主梁 x_7 ，其中机架各部件设计变量和一阶模态频率限定范围如表 4。

表 4 机架各部件厚度和其一阶模态频率初值及其变化范围

Table 4 Initial value and variation range of components' thickness and first order modal frequency of boat-type tractor rack								
变量 Variables	水箱支架 Tank frame x_1 /mm	横梁 1 Beam 1 x_2 /mm	横梁 2 Beam 2 x_3 /mm	变速箱支架 Transmission frame x_4 /mm	横梁 3 Beam 3 x_5 /mm	横梁 5 Beam 5 x_6 /mm	主梁 Girder x_7 /mm	频率 Frequency f /Hz
初值 Initial-value	5	8	8	8	8	8	6	25.78
下限 Low limit	5	5	5	5	5	5	5	35
上限 Upper limit	20	20	20	20	20	20	20	-

机架优化设计中为使船式拖拉机机架在体积最小的前提下，避免一阶模态频率与发动机的输入转频相近，获得最优的设计参数组合，

$X = (x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7)$ 定义了 7 个设计变量，并将船式拖拉机机架的体积作为目标函数，一阶模态频率作为优化响应，得到船式拖拉机机架结构优化设计的数学模型为

$$\begin{cases} \min F_v(X) = F(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7) \\ F_f(X) = F(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7) \geq 35 \\ \text{s.t.} \begin{cases} 5 \text{ mm} \leq x_1 \leq 20 \text{ mm} \\ 5 \text{ mm} \leq x_2 \leq 20 \text{ mm} \\ 5 \text{ mm} \leq x_3 \leq 20 \text{ mm} \\ 5 \text{ mm} \leq x_4 \leq 20 \text{ mm} \\ 5 \text{ mm} \leq x_5 \leq 20 \text{ mm} \\ 5 \text{ mm} \leq x_6 \leq 20 \text{ mm} \\ 5 \text{ mm} \leq x_7 \leq 20 \text{ mm} \end{cases} \end{cases} \quad (5)$$

式中 x_1 为水箱支架厚度，mm； x_2 为横梁 1，mm； x_3 为横梁 2，mm； x_4 为变速箱支架，mm； x_5 为横梁 3，mm； x_6 为横梁 5，mm； x_7 为主梁，mm； $F_v(X)$ 为设计变量关于机架体积的函数； $F_f(X)$ 为设计变量关于一阶模态频率的函数。

根据上述数学模型，在 Optistruct 优化模块中经过反复优化迭代求解后得到 (35±0.2) Hz 范围内的 6 组非劣解，原设计方案与优化设计的非劣解如表 5。

$$R = \begin{bmatrix} & M_0 & M_1 & M_2 & M_3 & M_4 & M_5 & M_6 \\ C_0 : x_1 & 5 & 7.255 & 6.819 & 6.861 & 6.783 & 6.746 & 6.689 \\ C_1 : x_2 & 8 & 5 & 5.15 & 5 & 5 & 5 & 5.129 \\ C_2 : x_3 & 8 & 5 & 5.231 & 5 & 5 & 5 & 5 \\ C_3 : x_4 & 8 & 7.269 & 7.524 & 7.446 & 7.519 & 7.74 & 7.852 \\ C_4 : x_5 & 8 & 5 & 5 & 5 & 5 & 5 & 5 \\ C_5 : x_6 & 8 & 5 & 5 & 5 & 5 & 5 & 5 \\ C_6 : x_7 & 6 & 8.931 & 8.681 & 8.84 & 8.778 & 8.709 & 8.604 \\ C_7 : f & 25.78 & 34.8 & 35.02 & 34.98 & 34.97 & 34.97 & 34.84 \\ C_8 : V & 2.5 & 2.604 & 2.577 & 2.587 & 2.578 & 2.571 & 2.56 \end{bmatrix} \quad (6)$$

式中 C_i ($i=0,1,\dots,8$) 为评价指标； M_j ($j=0,1,\dots,8$) 为设计方案。

2) 模糊物元判断矩阵利用式 (7) 式 (8) 进行归一化处理，得到隶属度矩阵 \tilde{R}_{nm} 。

表 5 优化设计结果

Table 5 Optimization design results								
项目 Items	原方案 Original plan M_0	优化设计方案 Optimized design scheme						频率 Frequency f /Hz
		M_1	M_2	M_3	M_4	M_5	M_6	
设计变量 Design variables	水箱支架 x_1 /mm	5	7.255	6.819	6.861	6.783	6.746	6.689
	横梁 1 x_2 /mm	8	5	5.15	5	5	5	5.129
	横梁 2 x_3 /mm	8	5	5.231	5	5	5	5
	变速箱支架 x_4 /mm	8	7.269	7.524	7.446	7.519	7.74	7.852
	横梁 3 x_5 /mm	8	5	5	5	5	5	5
	横梁 5 x_6 /mm	8	5	5	5	5	5	5
目标 Target	主梁 x_7 /mm	6	8.931	8.681	8.84	8.778	8.709	8.604
	频率 f /Hz	25.78	34.8	35.02	34.98	34.97	34.97	34.84
	体积 $V/10^7$ mm ³	2.5	2.604	2.577	2.587	2.578	2.571	2.56

4 最优设计方案

船式拖拉机机架模态评价是一个多指标决策过程，存在单项指标评价结果的不相容性问题，因而需要借助评价方法获得最佳的设计方案。聂艳等^[25]采用模糊物元分析法作为评价模型，李太福等^[26]采用人工神经网络法作为评价模型。本文采用模糊物元法获取船式拖拉机机架的最优设计方案，步骤如下：

1) 船式拖拉机机架模态优化中事物 M 有 C_0, C_1, \dots, C_8 9 个特征及其相应的量值，这些便构成了 7 种事物的 9 维复合模糊物元判断矩阵 R

当指标 C_i 的值与模态成正比时，选用效益型指标

$$u_{ij} = \frac{x_{ij} - \min x_{ij}}{\max x_{ij} - \min x_{ij}}, \quad (7)$$

当指标 C_i 的值与模态成反比时，选用成本型指标

$$u_{ij} = \frac{\max x_{ij} - x_{ij}}{\max x_{ij} - \min x_{ij}} \quad (8)$$

式中 x_{ij} 为矩阵 R 中方案 M_j 的指标 C_i 所对应的参数值。

在 9 种指标中 x_1, x_4, x_7 和 f 对模态频率来说越大越好, 选用效益型指标, 其余选用成本型指标, 得到隶属度矩阵 \tilde{R}_{nm} 。

$$\tilde{R}_{nm} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0.807 & 0.825 & 0.791 & 0.774 & 0.749 \\ 0 & 1 & 0.95 & 1 & 1 & 1 & 0.957 \\ 0 & 1 & 0.923 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 0 & 0.349 & 0.242 & 0.342 & 0.644 & 0.798 \\ 0 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 0 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 0 & 1 & 0.915 & 0.969 & 0.948 & 0.924 & 0.888 \\ 0 & 0.976 & 1 & 0.996 & 0.995 & 0.995 & 0.981 \\ 1 & 0 & 0.26 & 0.163 & 0.25 & 0.317 & 0.423 \end{bmatrix} \quad (9)$$

3) 确定指标权重

由于各个指标的重要程度不同, 因而需要对各个指标的重要性进行度量即确定指标权重。由评价指标值构成的判断矩阵来确定熵权能尽量消除各指标权重计算的人为干扰, 使评价结果更符合实际。根据隶属度矩阵中 n 个评价指标和 m 个评价对象可以得到第 i 个评价指标的熵为

$$h_i = -\frac{\sum_{j=1}^m l_{ij} \ln l_{ij}}{\ln m} \quad (10)$$

$$\text{其中 } l_{ij} = \frac{1+u_{ij}}{\sum_{j=1}^m 1+u_{ij}}。$$

式中 u_{ij} 为矩阵 \tilde{R}_{nm} 中对应的元素。

计算得到

$$H = (0.992, 0.989, 0.99, 0.987, 0.989, 0.989, 0.989, 0.99, 0.988)^T。$$

最后得到第 i 个指标的熵权

$$k_i = \frac{1-H_i}{n - \sum_{i=1}^n H_i} \quad (11)$$

计算得 $K = (0.0825, 0.1134, 0.1031, 0.134, 0.1134, 0.1134, 0.1134, 0.1031, 0.1237)$ 确

定船式拖拉机机架各优化方案的优劣

由 $P = K\tilde{R}_{nm}$ 可得优劣性能向量为

$$P = (0.2577, 0.7398, 0.7921, 0.7765, 0.8359, 0.8400, 0.8613)。$$

根据计算结果可知, 船式拖拉机机架优化设计方案优劣依次为: $M_6, M_5, M_4, M_2, M_3, M_1, M_0$ 且 M_6 为最优设计方案。根据 M_6 的设计方案发现该方案中机架相对于原有体积增大了 2.4%, 因此将以 M_6 为设计方案的机架和未优化之前的机架进行非工作状态时的静力学分析。机架静力学分析中在主梁和前桥、后桥连接的部位施加固定约束, 忽略对机架变形影响小的部件, 其所受载荷为发动

机、变速箱和分动箱的重力, 分别为 2 646、499.8、499.8 N, 施加位置如图 1 所示, 得到应力云图 4。

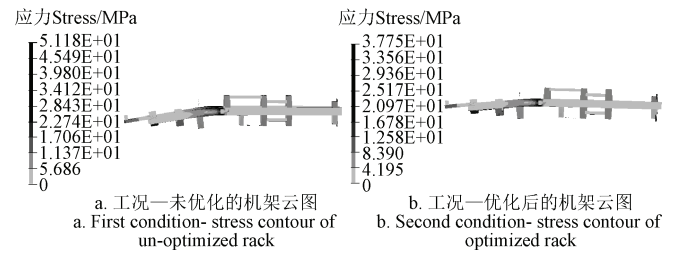


图 4 机架应力云图
Fig.4 Rack's stress contour

由图 4 可知机架的最大静应力从 51.18 减小到 37.75 MPa。同时对以 M_6 为设计方案的机架进行约束模态分析得到其前十阶固有模态频率如表 6 及其模态振型, 由于优化前后机架整体结构并未改变, 因此优化前后的模态振型一致, 而机架钢板厚度的增加使得最大变形量相对减小。对比表 2 和表 6 可知优化后船式拖拉机机架第一阶模态频率由原来的 25.78 提高到 34.84 Hz, 增大了 35%, 且该机架的固有模态频率远离了船式拖拉机发动机的工作频率 50 Hz。机架在可分离式船式拖拉机上装配良好, 在田间工作性能良好, 如图 5 所示。

表 6 优化后船式拖拉机机架前十阶固有模态频率

Table 6 Top 10 rank natural frequency of optimized boat-type tractor rack

阶数 Order	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
频率 Frequency /Hz	34.84	34.98	37.85	39.60	61.48	63.14	65.65	68.36	73.70	86.70



图 5 船式拖拉机
Fig.5 Boat-type tractor

5 结论

1) 为确保船式拖拉机整机的可靠性, 对机架与船壳可分离式船式拖拉机的基本载体—机架进行结构设计与优化。

2) 以发动机的转动频率为外界激励频率影响因素, 对机架的振动特性进行研究。研究结果表明发动机的输入转频接近船式拖拉机机架的第一阶固有模态频率, 易引起机架共振。

3) 为获得振动性能优良的船式拖拉机机架对其进行结构优化设计, 建立多目标优化数学模型设计并通过基于熵权的模糊物元法得到最优设计方案。优化设计结果表明, 优化后的船式拖拉机机架第一阶模态频率由原来

的 25.78 提高到 34.84 Hz, 且远离发动机的工作频率, 最大静应力从 51.18 减小到 37.75 MPa。机架在可分离式船式拖拉机上装配良好, 在田间工作性能良好。

[参 考 文 献]

- [1] 曹卫华, 孙松林, 肖名涛, 等. 我国船式耕作机械驱动轮动力学发展[J]. 湖南农机, 2008(3): 1—3.
Cao Weihua, Sun Songlin, Xiao Mingtao, et al. The development of boat-farming machinery driving-wheel dynamics in China[J]. Hunan Agricultural Machinery, 2008(3): 1—3. (in Chinese with English abstract)
- [2] 邵耀坚, 罗锡文. 水田耕整机驱动轮的设计和试验[J]. 农业工程学报, 1992, 8(2): 80—87.
Shao Yaojian, Luo Xiwen. The design and performance test on lug wheel for powered tiller[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 1992, 8(2): 80—87. (in Chinese with English abstract)
- [3] 陆华忠, 邵耀坚, 罗锡文. 水田叶轮单轮叶动力性能的试验研究[J]. 农业工程学报, 1995, 11(1): 65—70.
Lu Huazhong, Shao Yaojian, Luo Xiwen. Experiment and research on the dynamic performance of a Single lug[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 1995, 11(1): 65—70. (in Chinese with English abstract)
- [4] 邵耀坚, 周大军, 罗锡文. 沿前刺孔行驶的水田叶轮动力学的试验研究[J]. 农业工程学报, 1995, 11(1): 58—61.
Shao Yaojian, Zhou Dajun, Luo Xiwen. Simulated experiment on the dynamic of lug wheel with the lugs stepping along the previous rut and cavities[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 1995, 11(1): 58—61. (in Chinese with English abstract)
- [5] 廖宇兰, 刘世豪, 孙佑攀, 等. 基于灵敏度分析的木薯收获机机架结构优化设计[J]. 农业机械学报, 2013, 44(12): 56—61.
Liao Yulan, Liu Shihao, Sun Youpan, et al. Structural optimization for rack of cassava harvester based on sensitivity analysis[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2013, 44(12): 56—61. (in Chinese with English abstract)
- [6] Tang Jianhuai. Virtual prototype modeling and simulation of remote controlled weapon station[J]. Applied Mechanics and Materials, 2014, 496: 2643—2646.
- [7] 褚志刚, 蒋忠翰, 吴优. 基于虚拟样机的倒立摆惯性参数实验台改进设计[J]. 农业工程学报, 2011, 27(5): 141—146.
Chu Zhigang, Jiang Zhonghan, Wu You. Improvement of inverted pendulum test bench for inertial parameters measurement based on virtual prototype[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2011, 27(5): 141—146. (in Chinese with English abstract)
- [8] 谢斌, 李静静, 鲁倩倩, 等. 联合收割机制动系统虚拟样机仿真及试验[J]. 农业工程学报, 2014, 4(30): 18—24.
Xie Bin, Li Jingjing, Lu Qianqian, et al. Simulation and experiment of virtual prototype braking system of combine harvester[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2014, 4(30): 18—24. (in Chinese with English abstract)
- [9] 黄建兴, 赵又群. 人—车闭环操纵稳定性综合评价及其虚拟样机实现[J]. 机械工程学报, 2010, 46(10): 102—108.
Huang Jianxing, Zhao Youqun. Comprehensive evaluation of human-vehicle closed-loop system for handling stability and technology of virtual prototype[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(10): 102—108. (in Chinese with English abstract)
- [10] 张伟, 刘献栋, 单颖春, 等. 基于声传递向量法的路面激励引起车内噪声的仿真研究[J]. 振动工程学报, 2010, 23(6): 625—629.
Zhang Wei, Liu Xiandong, Shan Yingchun, et al. Simulation and analysis of vehicle inner noise excited by roughness based on acoustic transfer vector method[J]. Journal of Vibration and Engineering, 2010, 23(6): 625—629. (in Chinese with English abstract)
- [11] 李青林, 陈翠英, 马成祺. 4LYZ-2 油菜收获机割台框架有限元模态分析[J]. 农业机械学报, 2005, 36(1): 54—60.
Li Qinglin, Chen Cuiying, Ma Chengzhen. Finite element analysis on the modal of the frame of cutting table on 4LYZ-2 rape combine harvest[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2005, 36(1): 54—60. (in Chinese with English abstract)
- [12] Kaneko Y, Mase M, Fujita K. Optimal design of turbine blade by sensitivity analysis[J]. Nippon Kikai Gakkai Ronbunshu C Hen, 1991, 57(541): 2965—2970.
- [13] Mills J K, Notash L, Fenton R G. Optimal design and sensitivity analysis of flexible cam mechanisms[J]. Mechanism and Machine Theory, 1993, 28: 563—581.
- [14] 邓江华, 刘献栋, 冯国胜. 基于神经网络和遗传算法的车身骨架结构优化设计[J]. 农业机械学报, 2007, 38(6): 26—29.
Deng Jianghua, Liu Xiandong, Feng Guosheng. Optimal design of bus frame structure on the basis of ANN and GE[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2007, 38(6): 26—29. (in Chinese with English abstract)
- [15] 陈树勋, 王素媛, 白斌, 等. 压缩垃圾车结构的载荷描述与优化设计[J]. 机械工程学报, 2008, 44(3): 213—219.
Chen Shuxun, Wang Sunuan, Bai Bin, et al. Load expression and structural optimization of compressed rubbish vehicle[J]. Chinese Journal of Mechanical engineering, 2008, 44(3): 213—219. (in Chinese with English abstract)
- [16] 王良模, 王文源, 张一京, 等. 基于模态分析的某越野车车动力总成壳体结构优化[J]. 南京理工大学学报, 2015, 39(3): 358—362.
Wang Liangmo, Wang Wenyuan, Zhang Yijing, et al. Structural optimizing of powertrain housing of off-road vehicle based on modal analysis[J]. Journal of Nanjing University of Science and Technology, 2015, 39(3): 358—362. (in Chinese with English abstract)
- [17] 谢小平, 韩旭, 陈国栋, 等. 某商用车驾驶室白车身模态分析[J]. 湖南大学学报: 自然科学版, 2010, 37(5): 24—30.
Xie Xiaoping, Han Xu, Chen Guodong, et al. Modal analysis of commercial vehicle cab7S Body-in-white[J]. Journal of Hunan University: Natural Sciences, 2010, 37(5): 24—30. (in Chinese with English abstract)
- [18] 赵韩, 钱德猛. 基于 ANSYS 的汽车结构轻量化设计[J]. 农业机械学报, 2005, 36(6): 12—15.
Zhao Han, Qian Demeng. Research on lightweight design of automobile structure based on ANSYS[J]. Transactions of The Chinese Society of Agricultural Machinery, 2005, 36(6): 12—15. (in Chinese with English abstract)
- [19] 范志达, 李尚平, 麻芳兰, 等. 甘蔗地路谱对切割质量影响的仿真分析与试验[J]. 农业工程学报, 2012, 28(1): 37—41.
Fan Zhida, Li Shangping, Ma fanglan, et al. Simulation analysis and experiment on influence of road spectrum of cane field on cutting quality[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2012, 28(1): 37—41. (in Chinese with English abstract)

- [20] 傅志方, 华宏星. 模态分析理论与应用[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2000.
- [21] 柴国英, 黄树和, 岳文忠, 等. 基于灵敏度分析的曲轴扭振减振器优化设计[J]. 农业工程学报, 2009, 25(5): 105—108. Chai Guoying, Huang Shuhe, Yue Wenzhong, et al. Optimal design for torsional vibration damper based on sensitivity analysis[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2009, 25(5): 105—108. (in Chinese with English abstract)
- [22] 周玮, 廖日东. 基于模态叠加法的曲轴动态特性研究与结构优化[J]. 农业工程学报, 2015, 31(3): 129—136. Zhou Wei, Liao Ridong. Dynamic characteristic based on modal superposition method and structure optimization of crankshaft[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2015, 31(3): 129—136. (in Chinese with English abstract)
- [23] 朱茂桃, 何志刚, 徐凌, 等. 车身模态分析与振型相关性研究[J]. 农业机械学报, 2004, 35(3): 15—19. Zhu Maotao, He Zhigang, Xu Ling, et al. Mode analysis of car-body and its correlative research shape[J]. Transactions of The Chinese Society of Agricultural Machinery, 2004, 35(3): 15—19. (in Chinese with English abstract)
- [24] 刘志华, 唐晓强, 邵珠峰, 等. 6 自由度索并联机构的振动特性[J]. 机械工程学报, 2013, 49(3): 49—55. Liu Zhihua, Tang Xiaogang, Shao Zhufeng, et al. Vibration characteristic of 6-dof cable-driven parallel manipulator[J]. Chinese Journal of Mechanical engineering, 2013, 49(3): 49—55. (in Chinese with English abstract)
- [25] 聂艳, 周勇, 于婧, 等. 基于 GIS 和模糊物元分析法的农用地定级评价研究[J]. 农业工程学报, 2004, 20(5): 297—300. Nie Yan, Zhou Yong, Yu Jing, et al. Gradation of agricultural land based on GIS and the fuzzy-material analysis method[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2004, 20(5): 297—300. (in Chinese with English abstract)
- [26] 李太福, 侯杰, 姚立忠, 等. Gamma Test 噪声估计的 Kalman 神经网络在动态工业过程建模中的应用[J]. 机械工程学报, 2014, 50(18): 29—35. Li Taifu, Hou Jie, Yao Lizhong, et al. Kalman artificial neural network with measurable noise estimation by gamma test for dynamic industrial process modeling[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(18): 29—35. (in Chinese with English abstract)

Structural optimization for rack of boat-type tractor based on sensitivity analysis

Zhou Minggang, Zhang Lu, Chen Yuan, Liu Mingyong, Huang Yunpeng

(Research and Design Institute of Agricultural Mechanical Engineering, Hubei University of Technology, Wuhan 430068, China)

Abstract: In order to promote the mechanization of cultivation in paddy field, Chinese scholars have been devoted to the study of the boat-type tractor. The hull was the main load-carry part of the Chinese traditional boat-type tractor, and modifying the shape and size over and over again based on the experience was the conventional design method of the hull. However, it was hard to ensure the parameters of the static and dynamic property selected from a series of variable ranges were the optimal ones. In order to achieve superior static and dynamic performance of the boat-type tractor, the multi-objective optimization design was conducted on the established separable boat-type tractor rack. The supporting device of the established boat-type tractor was the rack, and the transmission was mounted on it. The transmission was powered by the engine, and then power was output to the gearbox and transfer case through the propeller shaft and finally to the driven wheels. Therefore the rack played an important role in guaranteeing the reliability and stability of the whole machine. First, pre-processing was operated; we extracted the middle surface from the three-dimensional (3D) model and assigned shell units. Full constraint was applied on the rack where the wheels were connected, and after this the finite element analysis of the constraint model was conducted on the rack. Through the modal analysis we found that the first-order modal frequency of the frame was close to the engine working frequency, and therefore we determined the first-order modal frequency as the optimized response. Due to the complexity of the rack structure, we analyzed the sensibility of thickness to the first-order modal frequency, and tank bracket, Beam 1, Beam 2, gearbox bracket, Beam 3, Beam 5 and main beam were defined as the design variables. Besides, we took the minimum volume as the optimization goal. Then, the multi-objective optimization design model was established and 6 groups of non-inferior solutions were obtained. In order to select the optimal design scheme from 6 groups of non-inferior solutions, we composed complex fuzzy matter-element matrix of characteristics and their corresponding values in the optimized system. After normalizing the matrix, the membership matrix was acquired. This matrix could help us determine the entropy weight of the evaluation indices, and thus we could get the advantages and disadvantages of each non-inferior solution. After obtaining the optimal solution, we redesigned the rack and carried out the modal analysis, and the statics check was also conducted on it. Comparing the results before and after optimization, we found that the first-order modal frequency increased from 25.78 to 34.84 Hz whose growth rate was more than 35%, the maximum static stress decreased from 51.18 to 37.75 MPa, and moreover the working frequency of the engine was away from the natural frequency of the boat-type tractor rack. The most important thing was that at the time we obtained the excellent performance of the rack the volume of the rack only increased by 2.4%. The result showed that the rack of the boat-type tractor optimized based on the fuzzy matter-element model and coefficient of entropy had good dynamic performance. The research provides theoretical and technical references for the design of the new boat-type tractor.

Keywords: mechanization; optimization; design; boat-type tractor; rack; modal; sensitivity; fuzzy matter-element