

李琳琳,王丽红,坎 杂,等. 红枣收获机骑跨式机架的优化设计[J]. 江苏农业科学,2018,46(10):224-227.
doi:10.15889/j.issn.1002-1302.2018.10.057

红枣收获机骑跨式机架的优化设计

李琳琳,王丽红,坎 杂,付 威,李成松

(石河子大学机械电气工程学院,新疆石河子 832000)

摘要:为提高矮化密植红枣收获机的工作性能,以机架为研究对象,建立有限元模型并进行静力学分析和模态分析,根据分析结果以机架的最大变形量和质量为优化目标,机架各构件的厚度为设计变量,利用 design-expert 统计软件进行响应曲面设计,获得 24 组最优设计点,结合 ANSYS 软件计算各设计点的结果,并对试验方案进行响应曲面分析,获取机架各构件厚度的最优参数组合;对最优机架进行模态分析,并与各激励频率范围进行比较,验证减振效果。结果表明,优化设计后机架质量降低 11.17%,30 Hz 时最大变形量减小 79.848%,由 14.773 mm 变到 2.977 mm,明显改善了机架的振动特性。

关键词:响应曲面设计;有限元分析;骑跨式机架;红枣收获机;静力学分析;模态分析;减振效果

中图分类号: S225.93 **文献标志码:** A **文章编号:** 1002-1302(2018)10-0224-04

矮化密植红枣收获机作业环境复杂,机身振动较大。骑跨式机架作为红枣收获机的主要承载部件,支撑车身平衡,其稳定性、可靠性是机架设计时应考虑的重要因素。机架的结构及质量影响其固有频率,作业时,一旦激励频率与机架的固有频率耦合,机架将产生共振,影响红枣收获机的稳定性、可靠性。为了提高红枣收获机的稳定性、行驶安全性,降低收获机的振动,应对不满足要求的机架结构进行优化设计。目前国内外学者对机架优化设计方法已展开相关研究。韩红阳等在满足喷雾机机架刚度和强度的前提下,通过对机架采用轻量化设计,提高了机架的可靠性^[1-2]。姚艳春等研究玉米收获机车架壁厚、刚度与固有频率的关系,以提高车架 1 阶固有频率为优化目标,对车架进行优化,明显改善了车架的振动特性^[3]。本研究对红枣收获机骑跨式机架进行静力学分析和模态分析,根据分析结果对机架各构件厚度进行曲面响应设计,结合 ANSYS 软件计算各设计点对应的响应变量,并进行曲面响应分析,得到机架构件厚度的最优参数组合。将最优机架的模态分析结果与外界激励频率进行对比分析,验证减振效果。

1 有限元模型的建立及静力学分析

1.1 机架模型的建立

红枣收获机骑跨式机架主要由方管、矩形管及角钢焊接而成,其材料为 Q235,弹性模量为 210 GPa,密度为 7 850 kg/m³,泊松比为 0.3,方管、矩形管尺寸规格通常为 80 mm × 100 mm × (6 ~ 8) mm、100 mm × 100 mm × (6 ~ 8) mm,角钢的尺寸规格通常为 180 mm × 180 mm × 10 mm。将在 Solidworks 软件中建立的三维模型导入 Ansys 分析软件,

收稿日期:2016-08-31

基金项目:国家自然科学基金(编号:51365049);新疆生产建设兵团重大科技项目(编号:2013AA001-3)。

作者简介:李琳琳(1989—),女,河南洛阳人,硕士研究生,研究方向为现代机械设计研究。E-mail:1269037607@qq.com。

通信作者:王丽红,博士,教授,研究方向为农业机械。E-mail: lly_shz@163.com。

进行网格划分,设置单元尺寸为 15 mm,划分后得到的单元总数为 123 801 个,节点总数为 522 758 个,图 1 是机架的有限元模型。

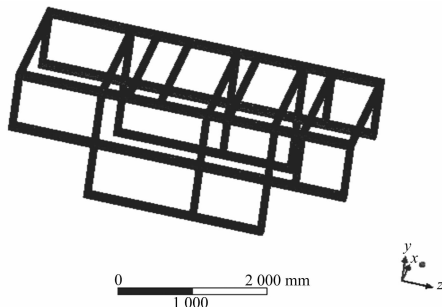


图1 机架有限元模型

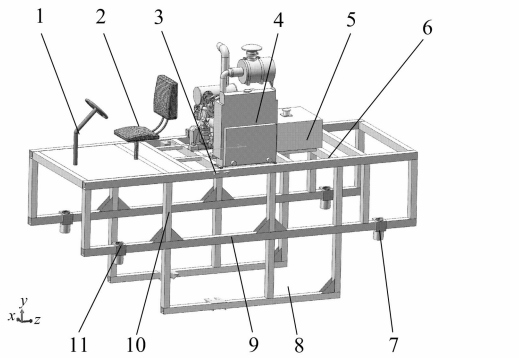
1.2 静力学分析

红枣收获机受力比较复杂,用一般力学方法进行分析很难作出较精确的判断,因此应对机架进行静力学分析。红枣收获机骑跨式机架为承载式机架,载荷主要包括机架、发动机总成、驾驶室、液压油箱总成等质量。如图 2 所示,由于骑跨式机架左右对称分布,图 2 仅对右侧机架进行标注。机架上的各部分总成简化为集中力直接作用在相应的支撑位置,而机架自身质量按照均布载荷处理,并将收获机的四轮支撑与纵梁的交叉处设置为固定约束^[4-5]。主要的静载荷及施加方式如表 1 所示。

求解后机架所得应力云图和变形云图如图 3、图 4 所示,通过分析可知,最大应力出现在管与管的连接处,为 73.282 MPa;最大变形发生在发动机的安装位置,为 0.864 mm。机架材料的屈服极限 σ_s 为 235 MPa,在安全系数 n 为 1.5 的情况下,满足强度设计要求。为提高机架的刚度和红枣收获机的工作稳定性,满足机架强度和刚度的前提下,对机架各构件的厚度进行轻量化设计。

2 机架的模态分析

由于红枣收获机在作业过程中不仅受到各零部件对机架



1—方向盘；2—座椅；3—采收装置支撑；4—发动机；
5—液压油箱；6—横梁(从前到后11个)；7—后轮支撑；
8—底梁；9—纵梁；10—竖梁(从前到后9个)；11—前轮支撑

图2 红枣收获机架三维模型

表1 有限元分析中各载荷及施加方式

序号	载荷名称	载荷大小(N)	载荷类型
1	发动机总成质量	3 560.340	集中载荷
2	驾驶室及驾驶员的质量	1 382.000	集中载荷
3	液压箱总成质量	1 790.366	集中载荷
4	机架自身质量	11 009.300	均布载荷
5	振动装置总成	5 070.400	集中载荷
6	料箱及红枣载荷	3 920.000	均布载荷

注:发动机总成质量包括发动机净质量和装满冷却水的质量,液压油箱总成质量指装满油的质量。

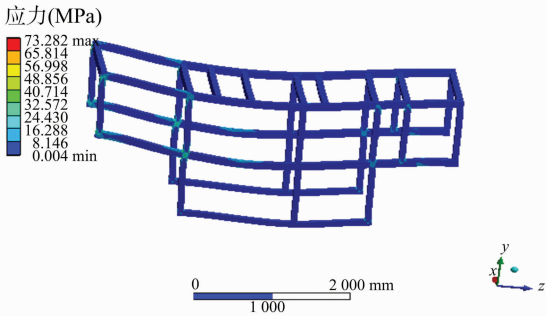


图3 应力云图图示

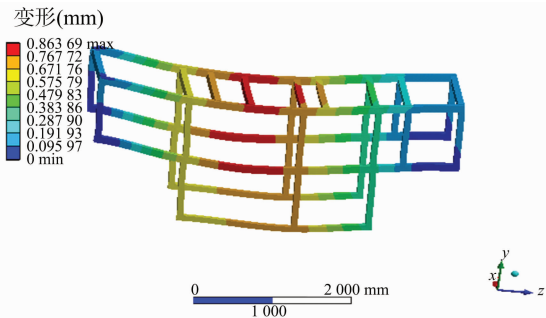


图4 变形云图图示

施加的静载荷,也受到发动机、输送链等部件及地面等处的激励载荷,当机架的固有频率在激振频率范围内时,机架会产生共振,因此应对优化后的机架进行模态分析。由模态分析结果及与外界激振频率对比分析(表2)可知,机架的固有频率均在外界激振频率范围之内,易产生共振,因此应对机架进行优化设计。

表2 模态分析结果对比

阶次	频率(Hz)	振型特点
1	17.553	1阶弯曲
2	21.539	2阶弯曲
3	21.966	3阶弯曲
4	29.802	1阶弯曲+扭转
5	32.191	1阶扭转
6	38.705	2阶扭转
7	40.428	2阶弯曲+扭转
8	50.189	3阶扭转

注:与外界激振频率对比分析表明,机架的固有频率均在采收装置、输送装置、发动机等关键部件以及地面对机架产生的激励频率范围之内。

3 机架优化设计

根据以上分析可知,机架的固有频率均未偏离激励频率范围,为避免红枣收获机在作业过程中发生共振,应对骑跨式机架进行优化设计。

3.1 机架结构优化数学模型

根据机架的静力学分析结果,将骑跨式机架的最大变形量设置为优化目标,而减小最大变形量往往会导致整个机架的质量增加,因此将机架的质量设置为另一个优化目标。各构件的厚度作为设计变量,在机架三维建模中定义4个设计变量:横梁厚度 z_1 、竖梁厚度 z_2 、纵梁厚度 z_3 、底梁厚度 z_4 ,上限为8 mm,下限为6 mm,初始值均设为8 mm。优化设计的目的是为了获得机架各构件厚度的最优参数组合,尽量减小机架质量、提高力学性能。骑跨式机架构件厚度优化设计的数学模型为

设计变量

$$\mathbf{Z} = [z_1, z_2, z_3, z_4]。$$

约束条件

$$6 \text{ mm} \leq z_i \leq 8 \text{ mm}, i = 1, 2, 3, 4。$$

目标函数:

$$f_m(\mathbf{Z})_{\min} = f(z_1, z_2, z_3, z_4); \quad (1)$$

$$f_\delta(\mathbf{Z})_{\min} = f(z_1, z_2, z_3, z_4)。 \quad (2)$$

3.2 机架结构优化数学模型响应曲面试验设计

采用 Box - Behnken 方法,以横梁厚度、竖梁厚度、纵梁厚度、底梁厚度4个因子为自变量,并取其范围为6~8 mm,按照方程 $x_i(z_i - z_{i0})/\Delta_i$ 对自变量进行编码。式中: z_i 为自变量的真实值; x_i 为自变量的编码值; z_{i0} 为试验中心点处自变量的真实值; Δ_i 为自变量的变化步长;试验自变量因素编码见表3。

表3 机架结构优化数学模型的因素水平编码

水平	横梁厚度 z_1 (mm)	竖梁厚度 z_2 (mm)	纵梁厚度 z_3 (mm)	底梁厚度 z_4 (mm)
-1	6	6	6	6
0	7	7	7	7
1	8	8	8	8

利用统计学软件 design - expert 进行试验设计,得出24组最优化设计点,结合 ANSYS 软件对24组试验方案进行计算,试验设计及结果见表4。

表 4 机架结构优化数学模型的响应曲面设计与试验结果

序号	x_1	x_2	x_3	x_4	Δ (mm)	m (kg)
1	-1	0	0	1	0.976 19	955.11
2	0	-1	0	-1	1.015 30	947.65
3	1	1	0	0	0.943 49	1 061.90
4	0	1	0	1	0.941 86	1 040.10
5	-1	0	-1	0	1.054 60	909.05
6	0	0	-1	-1	1.086 30	931.44
7	0	0	-1	1	1.071 00	955.11
8	-1	0	1	-1	0.919 00	977.98
9	0	1	0	-1	0.956 30	1 016.40
10	1	0	0	-1	0.962 43	1 039.60
11	0	-1	-1	0	1.113 10	908.61
12	-1	0	0	-1	0.991 24	948.09
13	1	0	-1	0	1.077 00	976.92
14	1	-1	0	0	1.002 50	993.13
15	1	0	1	0	0.895 62	1 077.80
16	-1	0	1	0	0.911 77	1 009.90
17	1	0	0	1	0.962 43	1 039.60
18	0	1	-1	0	1.054 60	977.34
19	-1	1	0	0	0.958 29	993.99
20	0	-1	1	0	0.935 16	1 009.50
21	0	0	1	1	0.896 50	1 056.00
22	0	0	1	-1	0.909 89	1 032.30
23	0	1	1	0	0.878 39	1 078.20
24	0	-1	0	1	0.975 04	971.32

注: Δ 为机架的最大变形量; m 为机架的质量。表 6 同。

表 5 回归方程系数及显著性检验

项目	系数估计 ($\times 10^{-3}$)	标准差 ($\times 10^{-3}$)	平方和 ($\times 10^{-3}$)	自由度	均方 ($\times 10^{-3}$)	F 值	P 值
模型	990.000	29.000	100.000	14	7.357	76.320	<0.000 1
x_1	-4.056	3.105	0.165	1	0.165	1.710	0.223 8
x_2	-26.000	3.105	6.597	1	6.507	68.440	<0.000 1
x_3	-86.000	2.834	88.000	1	88.000	915.800	<0.000 1
x_4	-8.203	2.834	0.808	1	0.808	8.380	0.017 8
x_1x_2	-4.311	6.210	0.046	1	0.046	0.480	0.505 0
x_1x_3	-9.637	4.909	0.372	1	0.372	3.850	0.081 2
x_1x_4	3.763	4.909	0.057	1	0.057	0.590	0.463 1
x_2x_3	0.433	4.909	7.482×10^{-4}	1	7.482×10^{-4}	7.762×10^{-3}	0.931 7
x_2x_4	6.450	4.909	0.167	1	0.167	1.730	0.221 1
x_3x_4	0.478	4.909	9.120×10^{-4}	1	9.120×10^{-4}	9.461×10^{-3}	0.924 6
x_1^2	-9.873	14.000	0.045	1	0.045	0.470	0.511 7
x_2^2	-5.064	15.000	0.011	1	0.011	0.110	0.747 6
x_3^2	8.666	15.000	0.034	1	0.034	0.350	0.566 8
x_4^2	-8.765	15.000	0.035	1	0.035	0.360	0.562 5
残差			0.868	9	0.096		
总误差			100.000	23			

通过残差分析证实机架变形量模型正态性假定的真实性,根据分析得出残差的正态概率分布图。由图 5 可知,残差分布在 -3~3 之间,其正态概率分布大致在一条直线上,符合正态分布且不存在异常值会对回归估计结果产生影响。

模型预测值与试验值的关系如图 6 所示,结合回归方程系数及显著性检验(表 5)可知,机架变形量的二次多项式回归模型拟合良好。

3.3 机架结构优化数学模型的试验设计结果分析

3.3.1 回归方程及显著性检验 以机架的最大变形量为响应变量,对各因素进行二次多项式拟合,由于机架每个构件质量的降低都会对机架的质量有明显影响,因此仅针对机架的最大变形量进行二次回归模型系数显著性^[6-7]分析,回归方程系数及显著性检验结果见表 5。分析得到的编码回归方程为

$$f_6(x) = 0.990\ 0 - 0.004\ 1x_1 - 0.026\ 0x_2 - 0.086\ 0x_3 - 0.008\ 2x_4 - 0.004\ 3x_1x_2 - 0.009\ 6x_1x_3 + 0.003\ 8x_1x_4 + 0.000\ 4x_2x_3 + 0.006\ 5x_2x_4 + 0.000\ 5x_3x_4 - 0.009\ 9x_1^2 - 0.005\ 1x_2^2 + 0.008\ 7x_3^2 - 0.008\ 8x_4^2。$$

将各因素编码公式代入编码回归方程,可得回归方程为

$$f_6(z) = 0.980\ 6 + 0.205\ 5z_1 + 0.027\ 2z_2 - 0.146\ 0z_3 + 0.039\ 6z_4 - 0.004\ 3z_1z_2 - 0.009\ 6z_1z_3 + 0.003\ 8z_1z_4 + 0.000\ 4z_2z_3 + 0.006\ 5z_2z_4 + 0.000\ 5z_3z_4 - 0.009\ 9z_1^2 - 0.005\ 1z_2^2 + 0.008\ 7z_3^2 - 0.008\ 8z_4^2$$

利用模型的决定系数(回归平方和与总离差平方和的比值) R^2 来衡量回归方程的拟合程度,从分析中得到该 R^2 为 0.991 6,接近于 1,表明回归方程的拟合效果好。利用回归方程的整体显著性水平 P 来检验方程的显著性,由表 5 可知模型对应的 $P < 0.000\ 1$,说明该模型极显著。从表 5 可知,模型中 x_2 、 x_3 ($P < 0.000\ 1$) 均达到极显著, x_4 中度显著 ($0.01 < P = 0.017\ 8 < 0.05$), x_1x_3 ($0.05 < P = 0.081\ 2 < 0.1$) 显著,而 x_1 以及其他交互项、二次项均不显著,影响机架变形量的主次关系为纵梁厚度 > 竖梁厚度 > 底梁 > 横梁。

3.3.2 曲面响应优化分析 通过 design-expert 软件中的 Optimization 最优化分析得到 35 组二次多项式模型的最优化设计点,前 10 组最优化设计点如表 6 所示。根据表 6 中有利指标栏可知,第 1 组最优设计点的有利指标为 0.989。由 x_1 与 x_2 的等值线(图 7)可知,当 x_1 为 6 mm、 x_2 为 7 mm 时,综合指标最大,为 0.989。

3.3.3 优化前后对比分析 根据表 6 最优化设计点建立机

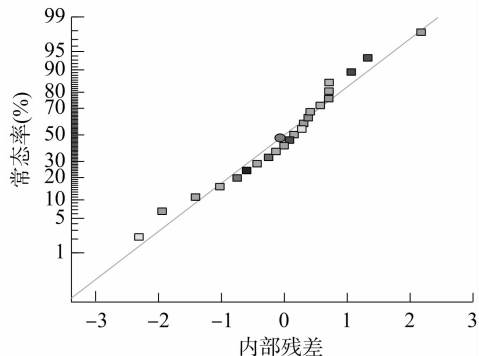


图5 残差的正态概率分布

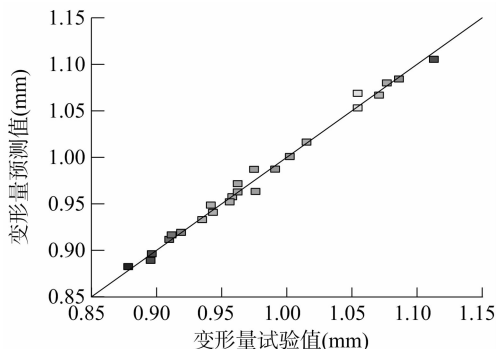


图6 模型预测值与试验值

表 6 最优设计方案

序号	x_1 (mm)	x_2 (mm)	x_3 (mm)	x_4 (mm)	Δ (mm)	m (kg)	有利指标
1	6.00	7.00	8.00	6.00	0.919 000	977.981	0.989
2	6.01	7.00	8.00	6.00	0.919 032	978.679	0.988
3	6.00	7.00	7.97	6.00	0.920 488	977.622	0.987
4	6.00	7.00	8.00	6.03	0.919 193	979.421	0.986
5	6.04	7.00	8.00	6.00	0.919 07	980.609	0.985
6	6.00	7.00	7.95	6.00	0.921 953	977.29	0.985
7	6.01	6.98	8.00	6.00	0.919 586	978.068	0.984
8	6.00	7.00	8.00	6.05	0.919 359	980.081	0.984
9	6.00	7.00	8.00	6.07	0.919 569	981.134	0.982
10	6.00	7.00	7.91	6.00	0.924 193	976.662	0.982

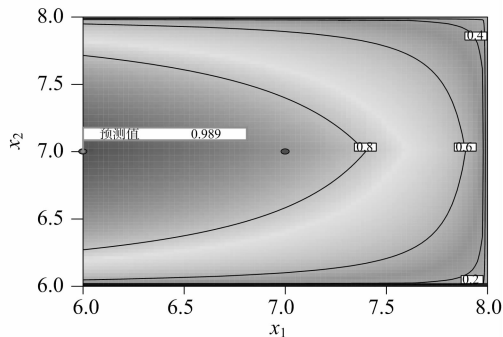


图7 x_1 与 x_2 的等值线图示

架的最优化模型,并对最优化模型进行静力学分析和模态分析,由此可知,优化后机架的质量为 977.981 kg,减小 11.17%,最大变形量为 0.919 000 mm,增加 0.055 mm,机架变形量变化可忽略不计。为验证减振效果,在模态分析的基础上对最优化模型进行谐响应分析^[8-10]。

3.3.4 减振方案的谐响应分析 对最优化模型进行模态分

析,并与外界激励进行对比分析可知,机架的固有频率未偏离发动机的激振频率范围,因此应对机架进行谐响应分析验证减振效果。在发动机的安装位置处施加最大激振载荷,垂直最大激励载荷设置为 3 425 N,频率范围设置为 15 ~ 60 Hz,分别对优化前、后的机架进行谐响应分析,分析结果如图 8 所示。由此可以看出,当频率为 30 Hz 时,机架的最大变形量由 14.773 mm 降到 2.977 mm,降低 79.848%,起到明显的减振效果。

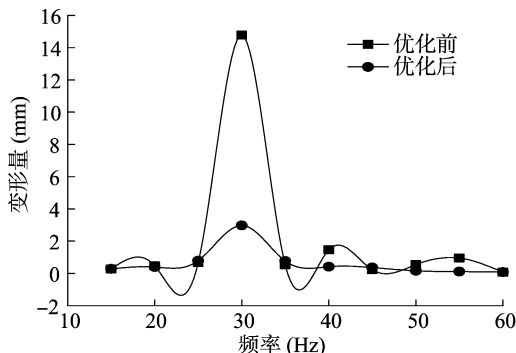


图8 优化设计前后变形量随频率变化

4 结论

建立机架有限元模型并进行静力学分析和模态分析,根据分析结果对机架各构件厚度进行响应曲面设计,结合 ANSYS 软件计算各设计方案的响应变量,利用 design-expert 软件中的模块进行分析和优化设计,获得机架各构件厚度的最优参数组合。响应曲面设计分析结果表明,机架的质量减小 11.17%,机架的最大变形量为 0.919 mm,满足设计要求。

对最优化模型进行模态分析,可知机架固有频率未偏离发动机激振频率范围,应对机架进行谐响应分析验证减振效果。结果表明,在 30 Hz 时最大变形量由 14.773 mm 减小到 2.977 mm,降低 79.848%,机架的振动特性得到明显改善。

参考文献:

- [1] 韩红阳,陈树人,邵景世,等. 机式喷杆喷雾机机架的轻量化设计[J]. 农业工程学报,2013,29(3):47-53.
- [2] 陈树人,韩红阳,陈刚,等. 喷杆喷雾机动态特性分析与减振设计[J]. 农业机械学报,2013,44(4):50-53.
- [3] 姚艳春,杜岳峰,朱忠祥,等. 基于模态的玉米收获机机架振动特性分析与优化[J]. 农业工程学报,2015,31(19):46-53.
- [4] Ma Z D, Perkins N C. A track-wheel-terrain interaction model for dynamic simulation of tracked vehicles [J]. Vehicle System Dynamics,2002,37(6):401-421.
- [5] 曾攀. 有限元分析及应用[M]. 北京:清华大学出版社,2008.
- [6] 任露泉. 回归设计及其优化[M]. 北京:科学出版社,2009.
- [7] 刘春景,唐敦兵,何华,等. 基于响应曲面车削加工表面粗糙度稳健性分析[J]. 南京航空航天大学学报,2012,44(4):520-525.
- [8] 陈黎卿,李艳,曹成茂. 基于遗传算法的山区微型播种施肥机减振优化设计[J]. 农业工程学报,2015,31(3):17-22.
- [9] 徐中明,余烽,张志飞,等. 小型机动平台车体动态特性分析与减振设计[J]. 机械设计,2011,28(3):84-87.
- [10] 魏凯. 基于虚拟分析的摩托车整车振动预测及减振研究[D]. 天津:天津大学,2007.