doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.S0.038

基于载荷特性的玉米收获机车架有限元分析与试验

马丽娜[1,2]　黄小毛[1,2]　宋正河[3]　毛恩荣[3]　梁　方[1,2]

(1.华中农业大学工学院，武汉 430070；2.农业部长江中下游农业装备重点实验室，武汉 430070；
3.中国农业大学工学院，北京 100083)

摘要：玉米收获机作为一种大型复杂的农业机械，其各工作部件与车架的连接和支承方式复杂。针对国内某款玉米收获机，基于各总成部件与车架的连接方式和载荷布置特点，提出了一套适用于其车架的有限元载荷施加方法。然后在车架表面选择 8 个测点粘贴应变片，通过整机装配实现车架的加载，在静态空载和静态满载两种工况下测试车架各测点的应力，对比分析有限元计算结果和试验结果：各测点有限元分析值和试验值应力变化趋势基本一致，除测点 1 试验值与有限元分析值相对误差较大，其他测点相对误差都在 20% 以内，从而验证了玉米收获机车架有限元模型加载方法的可行性。

关键词：玉米收获机；车架；有限元模型；加载方法；应变片

中图分类号：S225.5+1　　**文献标识码：**A　　**文章编号：**1000-1298(2018)S0-0288-07

Finite Element Analysis and Experiment on Corn Harvester Frame Based on Load Characteristics

MA Li'na[1,2]　HUANG Xiaomao[1,2]　SONG Zhenghe[3]　MAO Enrong[3]　LIANG Fang[1,2]

(1. *College of Engineering*, *Huazhong Agricultural University*, *Wuhan* 430070, *China*
2. *Key Laboratory of Agricultural Equipment in Mid-lower Yangtze River*,
Ministry of Agriculture and Rural Affairs, *Wuhan* 430070, *China*
3. *College of Engineering*, *China Agricultural University*, *Beijing* 100083)

Abstract: Corn harvester is a large and complex agricultural machinery. The corn harvester is mainly used to complete the functions of picking, peeling, stalk returning, grain recovery and panicle collection. The connection and support way is complicated between vehicle frame and assembly components. In view of a domestic corn harvester, a set of finite element loading methods applied to the frame was proposed based on the connection mode and load arrangement. Then on the surface of the frame, eight measuring points were chosen to paste the strain gauge, and the frame was loaded by assembling the whole machine. Under two working conditions of no load and full load, the stress of each test point was tested. By comparing and analyzing the finite element calculations and test results, it could be found that the relative error of each points between the finite element analysis values and test values was within 20% except point 1, in addition, the finite element analysis values and test values were in good agreement. Thus, the feasibility of the finite element loading method of the corn harvester was verified. Furthermore, the finite element model could also be used to analyze and evaluate the reasonableness of the load distribution and structural design of the frame.

Key words: corn harvester; frame; finite element model; loading method; strain gauge

0　引言

重型货车、非公路宽体自卸车等工程机械主要用于货物长途运输，一般载货量在 20 ~ 360 t。空载工况下，发动机、驾驶室、货仓以及传动机构等装置对车架造成的应力和变形量可以忽略。此类车架在

收稿日期：2018-07-15　修回日期：2018-09-10

基金项目：中央高校基本科研业务费专项资金项目(2662016QD044)

作者简介：马丽娜(1987—)，女，讲师，主要从事农业机械结构设计、分析及试验研究，E-mail：sunnylina@163.com

通信作者：毛恩荣(1961—)，男，教授，博士生导师，主要从事农业机械设计、液压传动以及自动控制研究，E-mail：gxy15@cau.edu.cn

强度试验分析研究中，普遍采用在空载整机车架上直接粘贴应变片[1~3]，通过加载量的变化来测定车架的应力分布，用于验证有限元模型的可行性。而玉米收获机主要用于完成摘穗、剥皮、茎秆还田、籽粒回收以及果穗集箱等功能，整机为 3 ~ 10 t，粮仓承载质量仅为 500 ~ 1 000 kg，静态工况下各总成部件的重力引起的车架应力和变形不容忽视，所以对玉米收获机车架静态工况的强度测试，需要在整机装配之前在车架上粘贴应变片，以测定静态工况车架的应力分布，用于验证有限元加载的正确性和分析的可行性。

目前国内外学者在结构有限元分析方面进行了大量的研究[4-8]，普遍采用实车道路试验[9-14]和台架试验[15-16]两种强度试验分析方法以及模态试验分析方法[17-19]来验证有限元结果的可靠性。实车道路试验是将应变片在整车空载静止状态下粘贴，然后加至满载，分析车架应力和应变随载荷变化的规律；在整车满载工况下，通过道路试验（包括颠簸路、上下坡、田间路面、山区路面等典型作业路面），测定车架结构在实际行驶过程中所承受的最大动应力或应变。台架试验主要通过弯曲试验台架和扭转试验台架来实现，弯曲试验台架通过加载器同时对车架前、后桥部位进行静态加载或动态加载；扭转试验台架通过加载器对车架前桥或后桥横梁的一侧进行加载，使车架前、后轴产生相对扭转。相对于台架试验，实车试验不受试验条件的限制，更易于实现，而且其动态测试结果更真实。

玉米收获机作为一种大型复杂的农业机械，其各部件与车架的连接和支承方式复杂。因此，本文根据玉米收获机各总成部件与车架的连接方式和载荷布置特点，针对国内某款玉米收获机，提出一套适用于其车架的有限元载荷施加方法，采用实车试验进行验证，用于分析和评价车架载荷分配和结构设计的合理性。

1　车架静力学有限元分析

1.1　车架有限元模型的建立

构建玉米收获机车架 3D 结构模型并以. STEP 格式导入到 HyperMesh 中，进行网格划分。忽略车架小于 10 mm 的螺纹孔、半径小于 10 mm 的倒角以及部分工艺孔，选择壳单元对车架进行网格划分，网格类型选择 quad 正四边形，最小单元尺寸为 10 mm，采用 rbe2 单元模拟横梁、支撑座及纵梁内衬板等与纵梁的焊接[20-21]。车架横、纵梁及加强筋等材料选用 510L，后桥支座焊合采用 Q235，其力学性能如表 1 所示。试验车架有限元模型如图 1 所示。

表 1　试验样机车架材料力学性能

Tab. 1　Mechanical properties of materials of test machine frame

材料类型	弹性模量/GPa	泊松比	屈服强度/MPa	密度/(kg·m^{-3})
510L	206.8	0.30	355	7 820
Q235	207.0	0.29	235	7 850

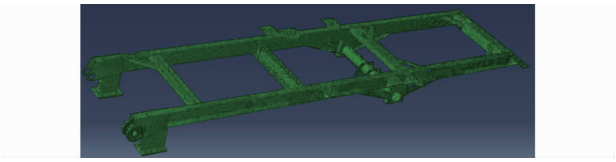


图 1　试验样机车架有限元模型

Fig. 1　FEA model of test machine frame

1.2　车架有限元模型载荷施加方法

玉米收获机车架在安装驾驶室、发动机、传动部件等总成的基础上，还需要安装割台、剥皮机、还田机、升运器、粮仓等工作装置，安装部件多，安装方式复杂，对车架有限元模型施加载荷时，需要进行力的等效转移。

1.2.1　割台载荷施加方法

假设割台与车架挂接点以及液压缸与驾驶室支座挂接点处转动灵活。通过割台重力可求得割台与驾驶室支座挂接点以及割台与车架挂接点处的受力，根据作用力与反作用力的关系即可完成割台对车架的加载，其受力如图 2 所示。

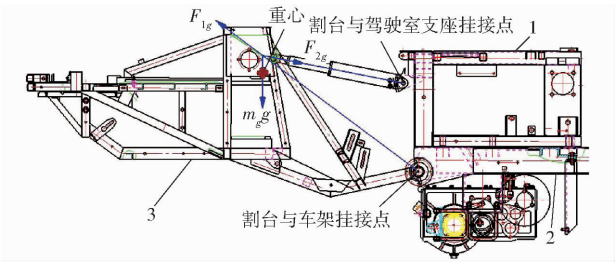


图 2　玉米收获机割台受力分析图

Fig. 2　Force analysis diagram of corn harvester header

1. 驾驶室支座　2. 车架　3. 割台

由图 2，根据割台受力平衡可得

$$F_{1g} = \frac{m_g g}{\sin\beta_0 - \tan\alpha_0 \cos\beta_0} \tag{1}$$

$$F_{2g} = \frac{m_g g}{\cos\alpha_0 \tan\beta_0 - \sin\alpha_0} \tag{2}$$

式中　α_0——液压缸对割台作用力 F_{2g} 与水平方向的夹角，(°)

β_0——割台与车架挂接点对割台的作用力 F_{1g} 与水平方向的夹角，(°)

F_{1g}——割台与车架挂接点对割台作用力，N

F_{2g}——液压缸对割台的作用力，N

m_g——割台质量，kg

g——重力加速度,9.8 m/s^2

1.2.2 还田机载荷施加方法

忽略还田机连接架焊合与还田机转轴、还田机提升轴支座与提升轴焊合之间的同轴度影响,假设转动灵活。通过还田机重力可求得还田机连接架焊合、还田机提升轴支座以及液压缸支座处的受力,从而实现将还田机的重力等效转移到车架上,完成还田机对车架的加载,其受力如图 3 所示。

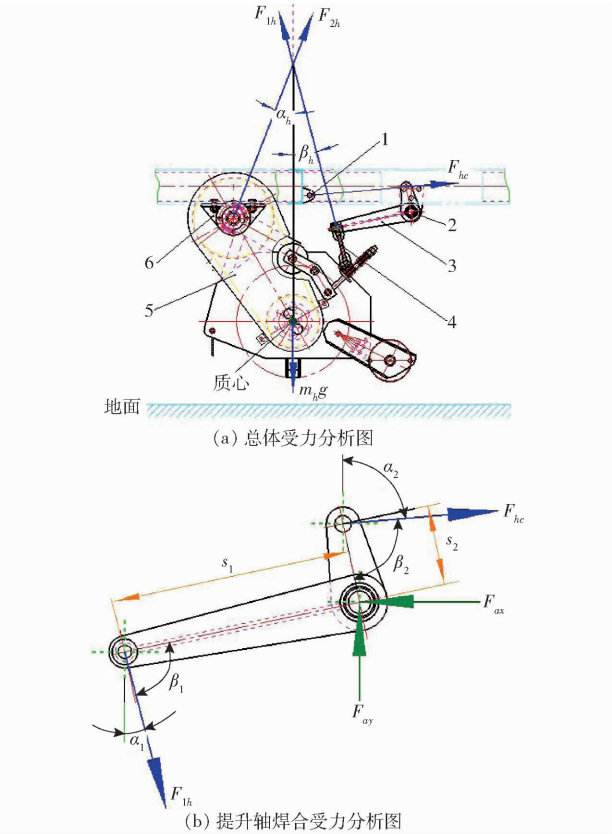


图 3 还田机受力分析图

Fig. 3 Force analysis diagram of straw returning machine

1. 液压缸支座 2. 提升轴支座 3. 提升轴焊合 4. 还田机吊链 5. 还田机 6. 还田机连接架焊合

由图 3a,根据还田机受力平衡,还田机吊链对提升轴焊合的作用力 F_{1h} 以及还田机对还田机连接架焊合的作用力 F_{2h} 分别为

$$F_{1h} = \frac{m_h g}{\cos\beta_h + \cot\alpha_h \sin\beta_h} \tag{3}$$

$$F_{2h} = \frac{m_h g}{\sin\alpha_h \cot\beta_h + \cos\alpha_h} \tag{4}$$

式中 m_h——还田机质量,kg

α_h——还田机对还田机连接架焊合的作用力 F_{2h} 与竖直方向夹角,(°)

β_h——还田机吊链对提升轴焊合的作用力 F_{1h} 与竖直方向夹角,(°)

由图 3b,根据还田机提升轴焊合转矩平衡,可得

$$F_{1h} s_1 \sin\beta_1 = F_{hc} s_2 \sin\beta_2 \tag{5}$$

式中 F_{hc}——液压缸对提升轴焊合的作用力,N

s_1——提升轴焊合大臂中心距,mm

s_2——提升轴焊合小臂中心距,mm

β_1——还田机吊链对提升轴焊合的作用力 F_{1h} 与提升轴焊合大臂中心轴之间的夹角,(°)

β_2——液压缸对提升轴焊合的作用力 F_{hc} 与提升轴焊合小臂中心轴之间的夹角,(°)

提升轴支座处水平方向作用力 F_{ax} 和竖直方向作用力 F_{ay} 分别为

$$F_{ax} = F_{hc}\sin\alpha_2 + F_{1h}\sin\alpha_1 \tag{6}$$

$$F_{ay} = F_{1h}\cos\alpha_1 - F_{hc}\cos\alpha_2 \tag{7}$$

式中 α_1——还田机吊链对提升轴焊合的作用力 F_{1h} 与竖直方向夹角,(°)

α_2——液压缸对提升轴焊合的作用力 F_{hc} 与竖直方向夹角,(°)

由式(3)~(7)得,提升轴支座对车架水平方向作用力 F'_{ax} 和竖直方向作用力 F'_{ay} 分别为

$$F'_{ax} = -F_{ax} = -m_h g \frac{\dfrac{s_1 \sin\beta_1}{s_2 \sin\beta_2}\sin\alpha_2 + \sin\alpha_1}{\cos\beta_h + \cot\alpha_h \sin\beta_h} \tag{8}$$

$$F'_{ay} = -F_{ay} = -m_h g \frac{\cos\alpha_1 - \dfrac{s_1 \sin\beta_1}{s_2 \sin\beta_2}\cos\alpha_2}{\cos\beta_h + \cot\alpha_h \sin\beta_h} \tag{9}$$

1.2.3 其他总成的载荷施加

驾驶室、发动机、剥皮机、粮仓、油箱等都是以支座的形式安装到车架上,所以按照均布载荷的形式将其重力施加至车架相应的连接位置处。

1.2.4 约束的施加

约束前桥前进、侧向、竖直 3 个方向的自由度,约束后桥摇摆轴安装座处侧向、竖直两个方向的自由度。

1.2.5 有限元加载模型

试验样机各总成部件的外形尺寸和质量参数如表 2 所示,有限元加载模型如图 4 所示。

1.3 车架有限元分析结果

静态空载工况车架有限元分析结果如图 5 所示,静态满载工况车架有限元分析结果如图 6 所示。

2 车架静态强度试验分析

2.1 测点选择

基于有限元分析明确了车架的载荷分布特点,分析车架易开焊、断裂部位,综合考虑整机装配过程中各部件安装干涉以及液压油管、电气元件布线约

表 2　样机各总成部件外形尺寸及质量

Tab. 2　Dimensions and quality parameters of components of one kind of machine

总成	长/mm	宽/mm	高/mm	质量/kg	布置方式
割台	2 087	1 630	912	806	纵置
驾驶室支座	952	720	500	130	纵置
驾驶室	1 170	1 420	1 580	410	纵置
发动机	1 115	580	890	610	横置
剥皮机	1 033	792	790	717	横置
粮仓-空载	1 684	1 200	1 320	265	横置
粮仓-满载	1 684	1 200	1 320	1 265	横置
油箱	560	700	370	170	横置
还田机	1 716	630	419	270	横置
升运器	3 488	456	313	130	纵置

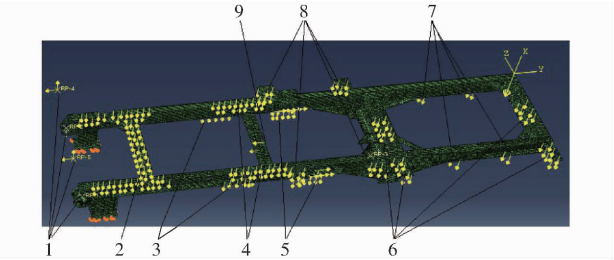


图 4　车架有限元加载图

Fig. 4　FEA loading diagram

1. 割台总成　2. 驾驶室总成　3. 还田机连接架焊合　4. 发动机总成　5. 还田机提升轴支座　6. 粮仓　7. 油箱　8. 剥皮机总成　9. 还田机液压缸

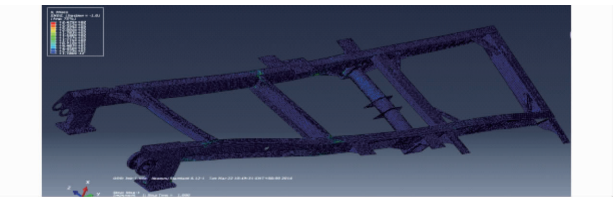


图 5　车架静态空载工况应力云图

Fig. 5　Von-Mises stress distribution on frame under static with no loading condition

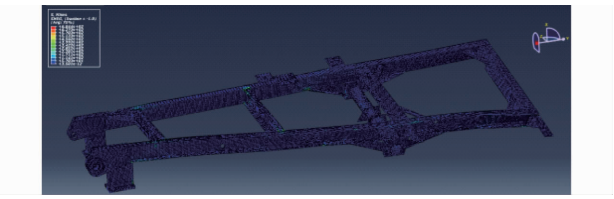


图 6　车架静态满载工况应力云图

Fig. 6　Von-Mises stress distribution on frame under static and fully loaded condition

束，在车架表面上选择了 8 个测点用于粘贴应变片[22]（如图 7 所示），主要测试发动机、剥皮机、粮仓等处的应力分布。8 个测点左右对称布置，用于分析焊接变形和过约束是否导致载荷偏置。车架前桥处受割台、驾驶室处安装布局干涉影响，所以车架前桥处未粘贴应变片。

静载工况车架在各总成部件重力的作用下，其纵梁呈弯曲变形状态，垂直于车架纵梁长度方向上的应力基本为零[3]，可利用平行于车架纵梁长度方向的应力来代替车架应力，因此应变片粘贴方向均选择与车架纵梁长度方向一致，如图 8 所示。

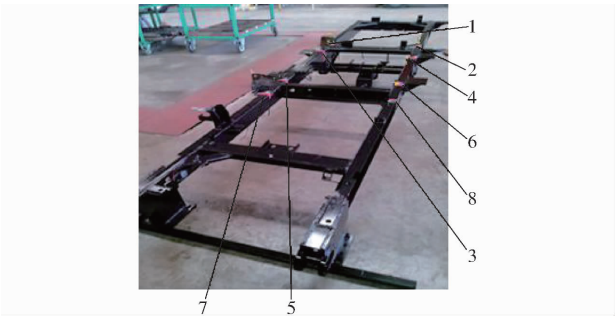


图 7　车架强度试验测点分布图

Fig. 7　Selected test points

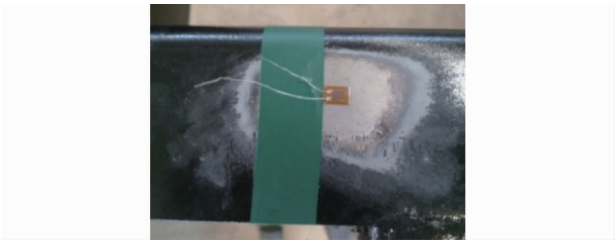


图 8　车架上应变片粘贴图

Fig. 8　Strain gauge pasted on frame

2.2　试验方案

应变片采用中国航天空气动力技术研究院生产的缩醛系列电阻应变片 BX350－3AA，其灵敏度系数为 2.18，采用单臂电桥进行测试。在载荷作用下，应变片阻值发生变化，产生电压信号 E_0，该电压信号首先经帕洛肯 PA－1192 应变放大模块放大，然后通过 NI USB－6216 采集卡采集，最后输出到计算机，实现由车架的微应变向电压信号的转变。其接线原理图如图 9 所示。

应变片粘贴完成后，将其引线固定并防护，然后在总装车间完成对玉米收获机整机的装配。整机装配完成后，将应变信号通过屏蔽线引入驾驶室内，然后在驾驶室内完成信号的放大和采集，如图 10 所示。在静态空载和静态满载两种工况下测试车架的应力分布。

2.3　试验数据处理

通过采集到的电压信号计算车架的应变 ε 和应力 σ

$$\varepsilon = \frac{4(E_{mi} - E_{m0})}{E_i K} \tag{10}$$

$$\sigma = E\varepsilon = \frac{4E(E_{mi} - E_{m0})}{E_i K} \tag{11}$$

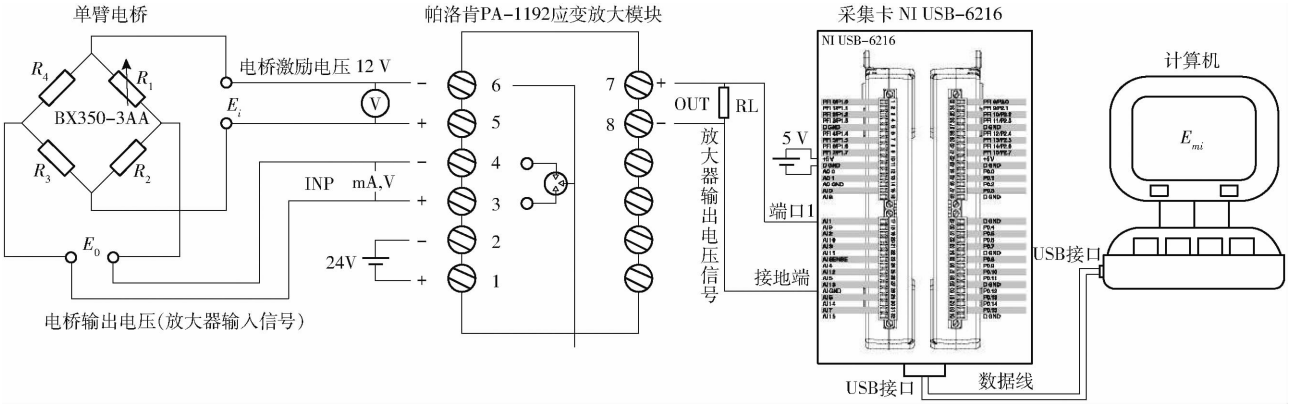
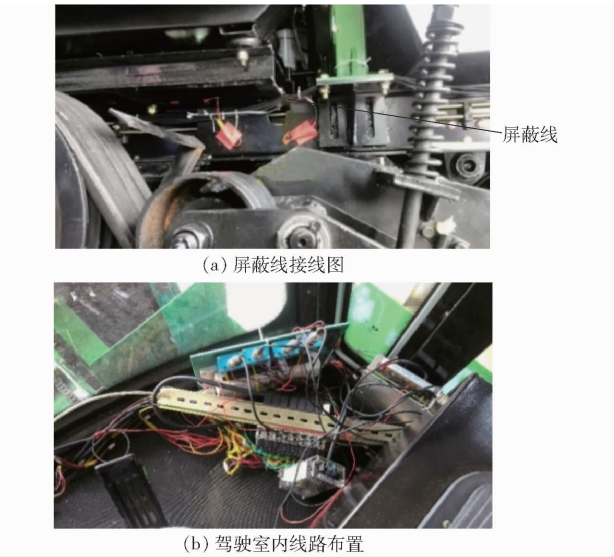


图 9 车架应变信号采集接线原理图

Fig. 9 Strain signal acquisition system



(a) 屏蔽线接线图

(b) 驾驶室内线路布置

图 10 测试线路布置方案

Fig. 10 Layout of measurement circuit

式中 E——弹性模量,210 GPa

E_{mi}——在不同工况下计算机采集的电压信号,mV

E_{m0}——未装整机前,计算机采集的初始电压信号,mV

E_i——电桥激励电压,12 V

K——放大器增益,100 倍

2.4 试验结果分析

(1)静态空载工况

在水平路面且静态空载工况下测试车架各测点的应力,结果如表 3 所示。

(2)静态满载工况

在粮仓内放置质量为 1 t 的配重块,使配重块恰好位于粮仓中心位置。在水平路面且静止工况下测试车架各测点的应力,结果如表 4 所示。

(3)结果分析

由表 3 和表 4 两种工况下的标准差可知,除了测点 1 和测点 8,其他测点应力幅值变化都较小,说明其他测点应变片灵敏度基本没有受到影响,测试误差较小。静态空载工况下测点 1 和测点 8 的应力标准差分别达到 14.25 MPa 和 17.32 MPa,静态满载工况下测点 1 应力标准差达到 6.61 MPa,应力幅值变化较大,说明测点 1 和测点 8 存在问题。可能原因有:从贴片到整机装配完成,耗时 7 d,时间间隔比较久;装配过程中对应变片有所损坏;应变片粘贴存留气泡。

表 3 静态空载工况下车架各测点的应力

Tab. 3 Stress values of each test point under static with no loading condition MPa

测点	均值	标准差	最小值	最大值
1	133.87	14.25	102.22	167.73
2	64.45	1.58	60.64	68.45
3	82.28	3.11	75.48	89.39
4	91.15	0.82	88.47	94.14
5	29.36	1.04	25.37	33.61
6	60.53	3.43	53.48	67.71
7	57.96	0.66	55.37	60.73
8	50.52	17.32	18.74	90.46

表 4 静态满载工况下车架各测点的应力

Tab. 4 Stress values of each test point under static and fully loaded condition MPa

测点	均值	标准差	最小值	最大值
1	191.84	6.61	179.58	205.88
2	126.71	1.61	122.42	131.75
3	118.81	0.98	115.10	122.21
4	155.62	0.87	152.18	159.29
5	74.581	0.91	71.49	80.36
6	104.58	0.73	101.00	106.99
7	93.49	0.59	90.10	96.81
8	104.54	1.41	98.52	111.17

3 试验验证

两种工况下有限元分析结果与试验结果对比分析如表 5 所示。除测点 1 试验值与有限元分析值相

表 5　两种工况下玉米收获机车架有限元分析结果和试验结果对比

Tab. 5　Comparative analysis between FEA value and test value under two conditions

工况参数		测点							
		1	2	3	4	5	6	7	8
静态空载工况	试验值/MPa	133.87	64.45	82.28	91.15	29.36	60.53	57.96	50.52
	有限元分析值/MPa	48.66	60.27	75.54	79.76	32.71	55.19	49.75	45.87
	相对误差/%	63.65	6.49	8.19	12.49	-11.4	8.82	14.16	9.20
静态满载工况	试验值/MPa	191.84	126.71	118.81	155.62	74.58	104.58	93.49	104.54
	有限元分析值/MPa	115.03	117.28	124.89	146.9	69.43	111.62	82.97	109.25
	相对误差/%	40.04	7.44	-5.12	5.60	6.91	-6.73	11.25	-4.51

对误差较大，其他测点相对误差均在 20% 以内，各测点有限元分析结果和试验结果应力变化趋势基本一致。因此该有限元分析方法可行。

有限元分析值与试验值之间存在相对误差，主要有以下原因：

(1)有限元模型做了去倒角、工艺孔等简化处理。

(2)应变片粘贴方向与车架主应力方向存在偏差。

(3)玉米收获机各总成支座和车架均采用焊接而成。焊接过程，不仅导致焊件中存在内应力，而且引起焊件形状和尺寸发生变化。车架焊接变形导致左、右两纵梁的平面度和平行度均大于许用精度 2.0 mm，安装孔位置度大于许用误差 Φ1.0 mm，割台、还田机安装支座的同轴度存在偏差，使得各总成部件与车架的装配存在配合误差。

(4)发动机与车架之间通过 6 点螺栓定位，剥皮机与车架是 16 点螺栓定位，粮仓与车架是 8 点螺栓定位安装，割台和还田机与车架之间均是通过 4 个安装座进行约束，均属于过约束。

综合原因(3)、(4)可知，各总成部件安装支座的焊接变形以及过约束，不仅造成装配困难，而且强制装配后，使各总成部件与车架之间存在约束内力，且导致载荷偏置，车架应力分布不均匀。

(5)工艺孔、螺纹孔、U 型开口以及横纵梁连接等处都存在应力集中。

(6)实际材料材质不均匀，理想材料物理特性与实际材料特性之间存在差距。

(7)外界振动和噪声干扰，导致实际测量值存在偏差。

(8)有限元分析将各部件重心等效到其各自中心位置处，与实际存在偏差。

4　结论

(1)根据玉米收获机各总成部件与车架的连接方式和载荷布置特点，针对国内某款玉米收获机，提出了一套适用于其车架的有限元载荷施加方法。

(2)在车架表面选择 8 个测点粘贴应变片，通过整机装配实现了车架的加载，在静态空载和静态满载两种工况下测试车架各测点的应力，除测点 1 外，其他测点有限元分析值和试验值相对误差均在 20% 以内，应力变化趋势基本一致，验证了有限元模型的可行性。

(3)后续玉米收获机车架的设计分析则可以基于有限元模型分析出车架的静态应力分布，直接在整机车架上粘贴应变片进行玉米收获机车架动态强度试验，测试车架上在几种典型工况下的动态应力变化，用于分析玉米收获机车架动态力学性能和振动稳定性。

参　考　文　献

1　李强. 某重型载货车车架有限元静态及其试验研究[D]. 合肥：合肥工业大学，2009.

2　温洁明. 某重型载货汽车车架有限元及试验研究[J]. 机械设计与制造，2012(7)：116－118.
WEN Jieming. Finite element analysis and experimental research on the heavy truck frame[J]. Machinery Design & Manufacture, 2012(7)：116－118. (in Chinese)

3　郑森. 非公路宽体矿用自卸车车架结构失效分析及疲劳寿命预测[D]. 长春：吉林大学，2015.

4　VISHAL F, RAJNISH K R, AUUP K S, et al. Structural analysis of ladder chassis frame for jeep using ANSYS[J]. International Journal of Modern Engineering Research (IJMER), 2014, 4(4)：41－47.

5　NOR M A M, RASHID H, WAN M F W M, et al. Stress analysis of a low loader chassis[J]. Procedia Engineering, 2012, 41：995－1001.

6　TEBBY S, ESMAILZADEH E, BARARI A. Methods to determine torsion stiffness in an automotive chassis[J]. Computer-Aided Design, 2011, 1(1)：67－75.

7　赵剡水，周孔亢，李苗，等. 计及车架弹性的低速汽车动力学模型分析[J]. 农业机械学报，2008, 39(10)：15－19.
ZHAO Yanshui, ZHOU Kongkang, LI Miao, et al. Analysis of the low-speed vehicle dynamics model considered frame flexibility

[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(10):15 – 19. (in Chinese)

8 马丽娜,毛恩荣,朱忠祥,等. 轮式联合收获机转向桥壳优化设计[J/OL]. 农业机械学报, 2013, 44(增刊 2):283 – 287, 272. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag = 1&file_no = 2013s253&journal_id = jcsam. DOI:10.6041/j.ssn.1000-1298.2013.S2.053.
MA Li'na, MAO Enrong, ZHU Zhongxiang, et al. Optimized design of steering axle housing for wheeled combine harvester[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(Supp.2):283 – 287, 272. (in Chinese)

9 郝庆升. 非公路宽体矿用自卸车车架强度分析与试验研究[D]. 长春:吉林大学,2015.

10 王国林,任洁雨,傅乃霁,等. 基于数值仿真和动静态试验的副车架轻量化[J]. 长安大学学报(自然科学版),2015, 35(5):137 – 144.
WANG Guolin, REN Jieyu, FU Naiji, et al. Lightweight of subframe based on numerical simulation and dynamic and static tests[J]. Journal of Chang'an University(Natural Science Edition), 2015, 35(5):137 – 144. (in Chinese)

11 杨海平. 某越野车车架结构有限元分析及试验研究[D]. 南京:南京理工大学,2011.

12 ZHENG Sen, CHENG Kai, WANG Jixin, et al. Failure analysis of frame crack on a wide-body mining dump truck[J]. Engineering Failure Analysis, 2015, 48:153 – 165.

13 MI Chengji, GU Zhengqi, YANG Qingquan, et al. Frame fatigue life assessment of a mining dump truck based on finite element method and multibody dynamic analysis[J]. Engineering Failure Analysis, 2012, 23:18 – 26.

14 GU Zhengqi, MI Chengji, WANG Yutao, et al. A-type frame fatigue life estimation of a mining dump truck based on modal stress recovery method[J]. Engineering Failure Analysis, 2012, 26:89 – 99.

15 KOYUNCU A, GÖKLER M Ï, BALKAN T. Development of a design verification methodology including strength and fatigue life prediction for agricultural tractors[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2012, 60(5 – 8):777 – 785.

16 邓祖平. 基于有限元分析的中型卡车车架改进设计及其试验研究[D]. 南京:南京理工大学,2012.

17 蒋亚军, 廖宜涛, 秦川, 等. 4SY – 2.9 型油菜割晒机机架振动分析及改进[J]. 农业工程学报, 2017, 33(9): 53 – 60.
JIANG Yajun, LIAO Yitao, QIN Chuan, et al. Vibration analysis and improvement for frame of 4SY – 2.9 typed rape windrower[J]. Transactions of the CSAE, 2017, 33(9): 53 – 60. (in Chinese)

18 李耀明,孙朋朋,庞靖,等. 联合收获机底盘机架有限元模态分析与试验[J]. 农业工程学报,2013, 29(3):38 – 46, 301.
LI Yaoming, SUN Pengpeng, PANG Jing, et al. Finete element mode analysis and experiment of combine harvester chassis[J]. Transactions of the CSAE, 2013, 29(3): 38 – 46, 301. (in Chinese)

19 李耀明,李有为,徐立章,等. 联合收获机割台机架结构参数优化[J]. 农业工程学报,2014, 30(18):30 – 37.
LI Yaoming, LI Youwei, XU Lizhang, et al. Structural parameter optimization of combine harvester cutting bench[J]. Transactions of the CSAE, 2014, 30(18): 30 – 37. (in Chinese)

20 姚艳春,宋正河,杜岳峰,等. 玉米收获机车架应力及模态数值模拟焊点模型优选[J]. 农业工程学报,2016, 32(24):50 – 58.
YAO Yanchun, SONG Zhenghe, DU Yuefeng, et al. Optimum seeking of spot weld model on numerical simulation of stress and modal analysis for corn combine harvester frame[J]. Transactions of the CSAE, 2016, 32(24):50 – 58. (in Chinese)

21 姚艳春,杜岳峰,朱忠祥,等. 基于模态的玉米收获机车架振动特性分析与优化[J]. 农业工程学报,2015, 31(19):46 – 53.
YAO Yanchun, DU Yuefeng, ZHU Zhongxiang, et al. Vibration characteristics analysis and optimization of corn combine harvester frame using modal analysis method[J]. Transactions of the CSAE, 2015, 31(19):46 – 53. (in Chinese)

22 马丽娜. 基于 AD 的玉米收获机车架设计与加工工艺规划方法研究[D]. 北京:中国农业大学,2016.
MA Li'na. Study on the design method and process planing of corn harvester frame based on AD theory[D]. Beijing: China Agricultural University, 2016. (in Chinese)