

基于公理化设计的玉米收获机车架设计方法

马丽娜^{1,2}, 魏俊逸¹, 黄小毛^{1,2}, 宗望远^{1,2*}

(1. 华中农业与大学工学院, 武汉 430070; 2. 农业部长江中下游农业装备重点实验室, 武汉 430070)

摘要: 玉米收获机车架是发动机、驾驶室、割台、剥皮机、粮仓等工作部件的安装载体, 其不仅承受来自路面的不平激励, 而且承受玉米收获机各工作部件工作时产生的冲击和振动。目前国内针对车架的设计主要依靠设计经验或参考现有机型, 设计方法多是经验性知识或概括性语言。基于公理化设计理论, 对玉米收获机进行了功能需求分析, 提取出了车架主要结构设计参数, 完成了车架总体设计。其次, 建立了整机总体布置模型、车架弯曲工况和扭转工况力学模型, 确定了车架长 L_1 、宽 L_2 、轴距 x 以及横、纵梁截面 (b, h, t) 等车架结构参数的设计方法。最后, 基于上述玉米收获机车架的设计方法, 进行实例设计, 并与现有车架结构参数进行对比, 验证了该方法的可行性。将经验性、概括性车架设计知识运用数学语言进行了描述, 形成了一套完整的玉米收获机车架设计流程, 为车架设计提供理论依据和方法支撑。

关键词: 玉米收获机车架; 公理化设计; 力学模型; 结构设计参数; 设计方法

中图分类号: S225.51

文献标识码: A

文章编号: 1672-352X (2019)05-0894-07

Design method of corn harvester frame based on axiomatic design

MA Lina^{1,2}, WEI Junyi¹, HUANG Xiaomao^{1,2}, ZONG Wangyuan^{1,2}

(1. College of Engineering, Huazhong Agriculture University, Wuhan 430070;

2. Key Laboratory of Agriculture Equipment in Mid-lower Yangtze River, Ministry of Agriculture, Wuhan 430070)

Abstract: The corn harvester frame is used to install working equipment, such as the engine, operator cabin, chopped header, peeling device, grain bin etc. It has to endure the excitations introduced by road roughness and vibrations induced by the working components. Currently, the design of corn harvester frame in China mainly depends on the designers' experience and refers to existing models. In this study, firstly, using the axiomatic design theory (AD), the main design parameters of the corn harvester frame were determined according to the analysis of customer requirements, thus completing the overall design of the corn harvester frame. Secondly, an overall arrangement model and a mechanical model under bending and torsion loading conditions of the machine were built. Based on the models, the length, width, the distance of wheel base, and parameters of cross and longitudinal beam sections were determined. Finally, the effectiveness and feasibility of the design method was proved by a design example according to the proposed design method. In this study, mathematic models were applied to quantify the main design parameters on the basis of analyzing the design experience and design methods of different vehicle frames. Accordingly, a design method and process of the corn harvester frame were established, which could make the design of the corn harvester frame more scientific and systematic.

Key words: corn harvester frame; AD theory; mechanical models; design parameters; design method

玉米收获机车架是发动机、驾驶室、割台、剥皮机、粮仓等工作部件的安装载体, 不仅承受来自路面的不平激励, 而且承受玉米收获机各工作部件工作时产生的冲击和振动。玉米收获机车架的设计

质量决定着整机性能的发挥和工作的可靠性。目前, 国内对收获机械车架的设计方法研究较少, 主要凭借经验或参考现有机型, 设计方法多是经验性知识和概括性语言, 没有将经验性的设计知识量化或用

收稿日期: 2019-03-24

基金项目: 中央高校基本科研业务费专项资金(2662016QD044)资助。

作者简介: 马丽娜, 博士, 讲师。E-mail: sunnylina@163.com

* 通信作者: 宗望远, 教授, 博士生导师。E-mail: zwy@mail.hzau.edu.cn

数学的语言进行描述^[1-3],对车架的优化多采用拓扑优化,或基于灵敏度、可靠性等方法对现有车架结构形式进行改进^[4-7]。国外主要是在动、静态载荷作用下利用有限元以及试验的方法,对牵引车、货车、木薯收获机等车架进行了应力、变形以及疲劳等方面的分析,对车架局部进行了优化改进^[8-12]。

基于公理化设计,对玉米收获机车架进行功能需求分析,确定出其主要结构设计参数,完成车架总体方案设计。然后针对总体设计阶段提取出的主要结构设计参数进行详细设计,确定每一结构参数的设计依据和设计方法,从而形成了一套玉米收获机车架的设计方法和设计体系。设计过程更加系统化和科学化,设计具有一定的层次性,为玉米收获机车架的设计提供理论依据和方法支撑,提高了玉

米收获机车架的设计质量。

1 设计方法流程

基于公理化设计对玉米收获机车架功能需求(FRs)进行分解、迭代和“之”字形映射,然后利用独立公理对设计方案进行解耦,确定出玉米收获机车架的设计参数(DPs),实现对玉米收获机车架的总体设计。

针对总体设计提取出的主要结构设计参数,根据整机总体布置并建立车架弯曲和扭转工况力学模型以及整机转向几何模型,对车架进行详细设计,确定每一结构参数的设计依据和设计方法,从而形成了一套玉米收获机车架的设计方法和设计体系,设计方法流程如图1所示。

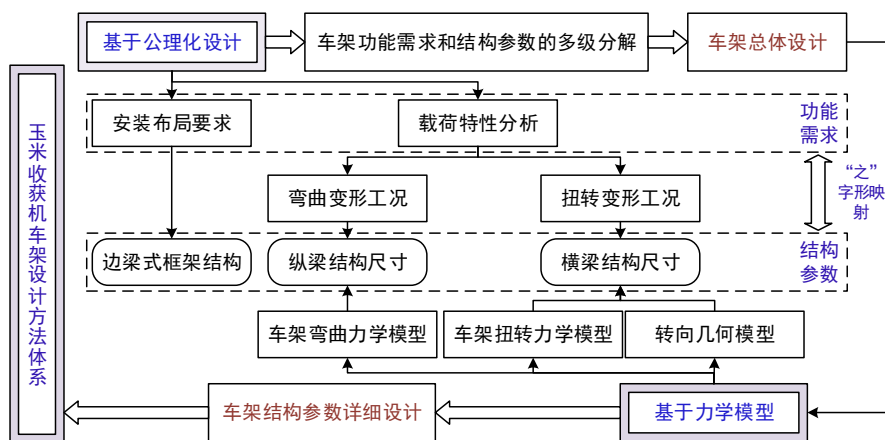


图1 玉米收获机车架的设计方法流程图

Figure 1 Corn harvester frame design method and process

2 基于公理化设计理论的车架总体设计

公理化设计^[13] (axiomatic design, AD) 是一种自上而下的设计方法,在分析用户需求的基础上,明确设计对象的主要功能,进而提取出设计对象实现该功能的结构参数,从而明确设计目标,实现对设计对象的总体设计,它使得通过经验和基于实例设计出的产品有了科学的设计依据。

基于公理化设计理论,对玉米收获机车架进行功能需求分析,其主要功能要求是安装布局要求和力学性能要求。

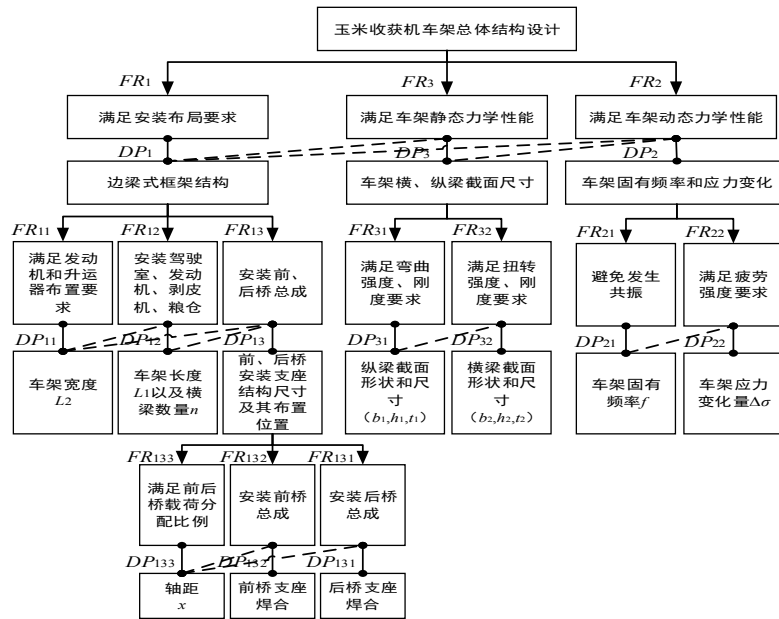
玉米收获机车架安装布局要求主要是承载割台、驾驶室、发动机、剥皮机、升运器、还田机、粮仓、传动机构等工作部件。根据不同地域的作业特点,玉米收获机规模兼具大、中、小型,车架上安装部件的尺寸和型号不同。而且,不同地区农民对玉米收获机有不同的工作要求,玉米收获机具有

摘穗-剥皮-集箱、摘穗-剥皮-集箱-秸秆还田、摘穗-剥皮-籽粒直收-青贮等多种功能,其车架上安装工作部件的种类和位置也有所差异。针对这一特点,为了提高玉米收获机车架的结构通用性,方便工作部件的安装,以及工作部件型号的变更、位置的调整,便于玉米收获机的改型和使用功能的提升,玉米收获机车架通常采用边梁式框架结构,其基本外形尺寸包括长 L_1 和宽 L_2 。而前后桥的安装位置则主要由轴距 x 决定。

3 车架主要结构参数的详细设计

3.1 车架长度 L_1

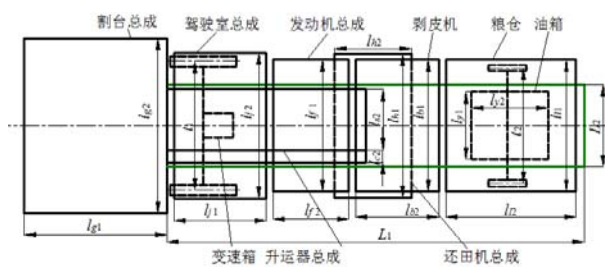
车架力学性能要求包括静态力学性能和动态力学性能。车架静态力学性能主要包括车架抗弯和抗扭的强度、刚度,由车架外形尺寸和截面参数以及横梁数量 n 共同决定。车架的动态力学性能主要是避免共振且满足其疲劳、可靠性要求。由式(1)可



FRs 表示功能属性参数, DPs 表示设计参数

图 2 基于公理化设计的玉米收获机车架功能属性和结构参数层次结构树

Figure 2 Hierarchical structure tree of functional attributes and structural parameters of corn harvester frame based on Axiomatic Design



L_1 、 L_2 分别为车架长、宽, mm; x 为轴距, mm; l_{g1} 、 l_{f1} 、 l_{n1} 分别为割台、驾驶室、发动机、还田机总成长度, mm; l_{s2} 为升运器宽度, mm; l_{b1} 、 l_{y1} 、 l_{n1} 分别为剥皮机、油箱、粮仓长度, mm; l_{g2} 、 l_{f2} 、 l_{n2} 分别为割台、驾驶室、发动机、还田机总成宽度, mm; l_{b2} 、 l_{y2} 、 l_{n2} 分别为剥皮机、油箱、粮仓宽度, mm; t_1 、 t_2 分别为前、后轮轮距, mm; θ 为车轮最大转角, °, 一般玉米收获机械车轮最大转角一般在 22°~35°

L_1 、 L_2 are the length and width of the corn harvester frame respectively, mm; x is the wheel base, mm; l_{g1} 、 l_{f1} 、 l_{n1} are the length of chopped header, driver's cab, engine, returning machine respectively, mm; l_{s2} is the width of grain elevator, mm; l_{b1} 、 l_{y1} and l_{n1} are the length of peeling machine, oil tank and granary respectively, mm; l_{g2} 、 l_{f2} 、 l_{n2} are the width of chopped header, driving cab, engine, returning machine respectively, mm; l_{b2} 、 l_{y2} 、 l_{n2} are the width of peeling machine, oil tank, granary, mm; t_1 and t_2 are the front and rear wheel tracks respectively, mm; θ is the angle of steering lock, 0°, generally the angle of steering lock is between 22° and 25°

图 3 车架布置俯视图

Figure 3 Top view of frame arrangement

知, 功率密度由车架应力变化量 $\Delta\sigma$ 和振动频率 f 决

定^[14]。功率密度越大, 车架的疲劳寿命越低、可靠性越差; 反之, 车架的疲劳寿命越长、可靠性越好。而车架应力变化量 $\Delta\sigma$ 和振动频率 f 与车架外形尺寸和截面参数以及选用材料密切相关。

$$P = \frac{d\sigma}{dt} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta\sigma}{\Delta t} B \frac{\Delta\sigma}{\Delta t} \Big|_{\Delta t \rightarrow 0} B \Delta\sigma g f \quad (1)$$

式中: P 为功率密度 (power density), $W \cdot m^{-3}$; $\Delta\sigma$ 为应力的变化量, MPa; f 为车架振动频率, Hz。

基于公理化设计理论, 通过对玉米收获机车架进行功能需求分析, 确定出的车架主要结构设计参数为车架长 L_1 、宽 L_2 、轴距 x 、截面参数 (截面宽度 b , 截面高度 h , 截面厚度 t)、横梁数目 n 。因此玉米收获机车架功能域和结构域的关系如图 2。车架长度, 即车架纵梁的长度 L_1 , 主要是根据所要布置的工作部件的位置、外形尺寸以及布置方式 (横置还是纵置) 确定 (见图 3), 如式 (2) 所示。

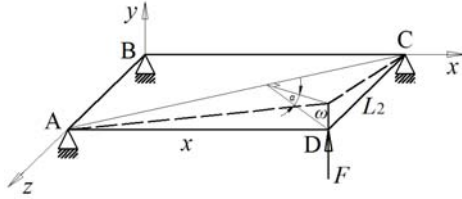
$$L_1 = (1 + k_1) \times (l_{f1} + l_{f2} + l_{b2} + l_{n2}) \quad (2)$$

式中: k_1 为车架长度裕度系数, 一般取 5%~10%。

3.2 车架宽度 L_2

3.2.1 车架宽度对车架扭转刚度影响分析 玉米收获机一个车轮陷入沟内或压到田间地垄或石头上, 其力学模型简化如图 4 所示。陷入沟内或压到田间地垄或石头上的车轮对应的车架一角 D 处受外力, 其他三个车轮对应的车架 A、B、C 三个角处看作刚性约束。那么车架则会绕其对角线 AC 转动一个

角度 α , 车架扭转角 α 由式 (3)、(4) 可以计算得出。



F 为车架所受外力, N; ω 为车架变形挠度, mm; α 为车架扭转角, $^\circ$

F is the external force acting on the frame, N; ω is the deformation deflection, mm; α is the torsion angel, $^\circ$

图 4 车架扭转刚度计算模型

Figure 4 The calculation model of corn harvester frame torsional rigidity

$$\cos \alpha = 1 - \frac{\omega^2(x^2 + L_2^2)}{2x^2L_2^2} \quad (3)$$

$$\omega = \frac{L_2^3}{3EI} \times \frac{Fx^3}{x^3 + L_2^3} \quad (4)$$

式中: E 为材料的弹性模量, MPa; I 为惯性矩, mm^4 。

把车架轴距 x 看作常量, 车架宽 L_2 作为变量, 把式 (4) 代入式 (3), 对 L_2 求导, 可得式 (5)。由式 (5) 可知, L_2 越大, $\cos \alpha$ 越小, 即车架扭转角 α 越大, 车架的扭转刚度越差。车架允许有一定的扭转角, 以便车架有一定的吸振能力, 但是车架扭转角太大, 其扭转变形不仅会影响各部件的安装精度, 又会造成车架疲劳失效。

$$(\cos \alpha)' = -\frac{4x^8L_2^3 + 6x^6L_2^5 + 2x^5L_2^6 + 6x^3L_2^8 - 2x^2L_2^9}{(x^3 + L_2^3)^4} < 0 \quad (5)$$

有研究表明^[3], 汽车车架宽度从 90 cm 变到 100 cm 时, 车架的扭转刚度下降 1%。综上所述, 车架宽度越小, 车架的扭转刚度越大。

3.2.2 车架宽度 L_2 的确定方法 车架宽度需满足转向操纵性的要求, 即车轮转向达到最大转向角 θ_{\max} 时, 车架不能与前后车轮产生干涉, 玉米收获机采用后轮转向, 车轮最大转角 θ_{\max} 一般在 $22^\circ \sim 35^\circ$ ^[15], 如图 5 所示。因此车架宽度要满足:

$$L_2 < t_2 - B_2 - 2\sqrt{2[R_2^2 + (\frac{t_2 - M}{2})^2](1 - \cos \theta_{\max})} \quad (6)$$

式中: R_1 和 R_2 分别为前轮和后轮半径, mm。

3.3 轴距 x

玉米收获机车架前端一般挂接割台, 承载发动机、驾驶室、剥皮机、油箱等工作装置。承载部件主要以面接触的形式与车架相连, 因此将各部件的重力以均布载荷的形式作用到车架上。而割台与车

架的连接方式是挂接, 所以将其等效为一个力 F_g 和一个转矩 M_e , 作用到挂接点上。整机左右基本对称, 左右两根纵梁的载荷近似相等, 取其 1/2 模型进行分析, 因此将车架弯曲工况力学模型简化如图 6 所示。

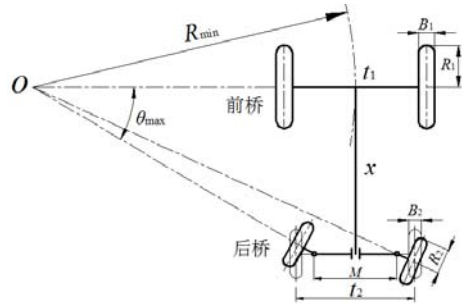
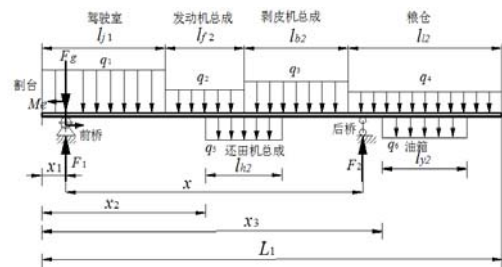


图 5 玉米收获机后轮转向模型

Figure 5 Steering model of corn harvester



$q_1 \sim q_6$ 分别为各部件等效载荷, MPa; $x_1 \sim x_3$ 分别为各部件安装位置到车架前端的距离, mm; M_e 为割台等效力矩, N·m; F_g 为割台等效力, N; F_1 和 F_2 分别为前、后桥支撑力, N

$q_1 \sim q_6$ are the equivalent loads of each component respectively, N; $x_1 \sim x_3$ are the distances between the mounting points of each component and the front position of the frame respectively, mm; M_e is the equivalent moment acting on the chopped header, N·m; F_g is the equivalent force acting on the chopped header, N; F_1 and F_2 are the supporting force acting on the front and rear axle respectively forced by the ground, N

图 6 车架弯曲工况力学模型简化图

Figure 6 The force distributing diagrammatic sketch for corn harvester frame

玉米收获机前端挂接割台, 其质量在 1 t 左右, 为了使车架前端受到的弯矩尽可能小, 前桥安装座一般焊合于车架纵梁前端, 减小车架前端变形量, 同时保证驾驶室的安装精度。

为了保证后轮转向的轻便性, 玉米收获机空载时, 前、后桥载荷比 $i = F_1/F_2$ 一般在 $8:2 \sim 6:4$, 满载时, 前、后桥载荷比 i 在 $7:3 \sim 5:5$ ^[16], 如式 (7) 所示。

$$\begin{cases} \frac{8}{2} \leq i \leq \frac{6}{4} & (\text{空载}) \\ \frac{7}{3} \leq i \leq \frac{5}{5} & (\text{满载}) \end{cases} \quad (7)$$

确定载荷分配比例后, 根据载荷分配式 (7) 和

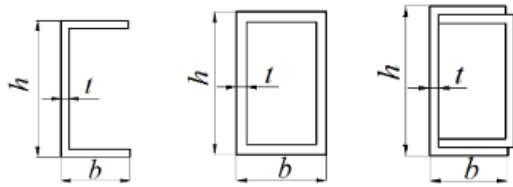
力平衡方程，即可确定前后桥的支反力 F_1 和 F_2 ，根据力矩平衡方程，即可计算出轴距 x ，从而确定出后桥安装座在车架纵梁上的焊合位置。

3.4 车架截面参数

首先，由式(8)计算出车架横、纵梁的抗弯截面模量的许用最小值。

$$W_x \geq \frac{M_{\max} K_D}{2[\sigma]} = \frac{n_s M_{\max} K_D}{2\sigma_s} \quad (8)$$

式中： W_x 为车架梁的抗弯截面模量， cm^3 ； n_s 为材料安全系数，塑性材料一般取 $1.2 \sim 2.5$ ^[17]； M_{\max} 为车架梁的最大弯矩， $\text{N}\cdot\text{m}$ ； K_D 为动载系数，农业收获机械在颠簸路面、田间路面和平整路面高速行驶过程中，其动载系数一般在 $1.5 \sim 2.5$ ^[18]； $[\sigma]$ 为材料许用屈服强度， MPa ； σ_s 为材料屈服强度， MPa ，由材料牌号决定。



b, h, t 分别为截面宽度、高度和厚度， mm
 b, h, t are the width, height and thickness of the section respectively, mm

图 7 车架横、纵梁截面形式

Figure 7 The section forms of side rails and cross members

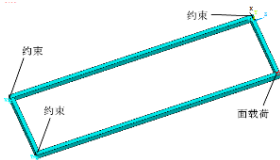


图 8 约束、载荷施加位置图

Figure 8 Constraints、Load Applying Position Diagram

表 1 不同横梁数目对车架强度、变形的影响

Table 1 Influence of the number of cross member to the strength and deformation of the frame

横梁数/ n Number of beams	车架结构 Frame structure	最大应力/ MPa Maximum stress	最大挠度/ mm Maximum deflection
2		227.74	8.35
3		218.84	7.73
4		216.39	7.64
5		214.03	7.58

其次，确定车架横纵梁的截面形式。车架横、纵梁的截面形式多采用槽形断面和矩形断面，如图 7 所示，可以直接使用型材，也可以通过钢板折弯

得到。

最后，查型钢规格表，确定出可以选用的车架纵梁的最优型钢型号。从而确定出车架横、纵梁的截面形状和尺寸参数。

3.5 车架横梁数量 n

建立不同数量横梁的车架模型，车架长 $4\ 000\ \text{mm}$ 宽 $1\ 000\ \text{mm}$ ，矩形截面长 $120\ \text{mm} \times$ 宽 $60\ \text{mm} \times$ 厚 $8\ \text{mm}$ ，在车架 1 角 $60\ \text{mm} \times 60\ \text{mm}$ 的面上施加 $20\ \text{KN}$ 的载荷，其余 3 个角施加约束，如图 8 所示，有限元分析结果见表 1。

由表 1 可知，车架横梁数量越多，车架的应力越小，变形量越小，但是二者变化量均不大，因此，车架横梁数量 n 可以根据实际安装部件的要求进行设计。

玉米收获机车架一般有 $4 \sim 6$ 根横梁，前、后两根横梁与左、右两根纵梁组成了车架框架。车架前部装有驾驶室、发动机等，在车架前端布置抗弯强度较大的槽形梁或矩形梁以及在发动机处布置一根横梁，不仅增加了驾驶室处的刚性，而且减小了发动机安装座处的扭转变形^[1]。为了方便粮仓液压缸支座的安装，在粮仓前端需布置一根横梁，也保证了车架后部的刚性。



图 9 某款玉米收获机布置结构图

Figure 9 The layout of one kind of corn harvester



a. 设计车架三维图

b. 加工成型后的车架

a. 3-D model of designed frame b. the prototype of the frame

图 10 玉米收获机车架设计实例

Figure 10 Design Example of corn Harvester Frame

4 车架设计实例

根据国内某款玉米收获机车架的安装布局和载荷分配特点, 来分析上述设计方法的可行性。按照该玉米收获机的总体布置要求(见图 9), 其各总成

外形尺寸及布置方式如表 2 所示, 根据上述玉米收获机车架的设计方法, 设计出了一款满足其性能要求的车架, 并与现有车架结构参数进行对比, 如表 3 所示, 二者结构如图 10 所示。

表 2 某款玉米收获机总体布置方案

Table 2 The general layout scheme of one kind of corn harvester

总成 Assembly	长/mm Long	宽/mm Wide	高/mm High	重量/kg Weight	布置方式 Arrangement mode
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	1 684	1 200	1 320	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

表 3 设计车架与原有车架结构参数对比分析表

Table 3 Comparative analysis of structural parameters of the new designed frame and the original frame

结构参数 Structural parameters	设计车架 Design frame		现有车架 Existing frame
	计算值 calculated value	设计取值 Design value	
长 L_1 /mm	3 876.4	3 880	3 912
宽 L_2 /mm	$796 < L_2 < 830.30$	800	826
轴距 x /mm	2 637.4	2 600	2 500
载荷比 i	空载 $i=0.65 : 0.35$	空载 $i=0.644 : 0.356$ 满载 $i=0.53 : 0.47$	空载 $i=0.65 : 0.35$
横梁数量 n	4	4	4
横纵梁材料	Q345	Q345	510L
横纵梁截面参数	$W_x \geq 67.8 \text{mm}^3$	14a# ($b=58, h=140, d=6, t=9.5$)	钢板折弯 ($b=60, h=140, t=6$)
W_x		80.5	61.18
W_y		13.0	11.3
管梁材料	45	45	
管梁外径 D /mm	110	110	108
管梁内径 d /mm	104.37	104	98
车架质量/kg		248	240
车架固有频率/Hz	$f_1=34.38$ $f_2=37.13$ $f_3=49.35$ $f_4=57.44$ $f_5=71.25$ $f_6=93.56$		$f_1=27.84$ $f_2=33.13$ $f_3=41.35$ $f_4=53.48$ $f_5=67.42$ $f_6=81.64$
纵梁发动机处动载应力/MPa		108.79	120.42
纵梁剥皮机处动载应力/MPa		89.44	135.65
纵梁粮仓处动载应力/MPa		87.32	94.29

5 结论

基于公理化设计, 对玉米收获机车架进行了功能需求分析, 确定出了玉米收获机车架的主要结构设计参数, 包括长 L_1 、宽 L_2 、轴距 x 、截面参数 (b, h, t)、横梁数量 n 、固有频率 f 和应力变化量 $\Delta\sigma$ 。

建立了整机总体布置模型, 车架弯曲工况、扭转工况力学模型, 确定了车架基本外形尺寸长 L_1 、宽 L_2 、轴距 x 、截面参数 (b, h, t) 的设计方法。分析了不同车架横梁数量 n 对车架强度和刚度的影响程度, 提出了车架横梁数量 n 的确定方法。

按照现有机型的总体布置要求, 利用本研究车

架的设计方法,设计出了一款玉米收获机车架,进行了实例验证,表明了该方法的可行性,为玉米收获机车架的设计提供了理论依据和方法支撑,便于设计者更好的设计车架和改进车架结构。

木薯收获机、稻麦收获机、青储机等农业收获机械以及货车车架都是梯形结构,与玉米收获机车架结构类似,因此该设计方法不仅可用于指导玉米收获机车架的设计,也可用于指导木薯收获机、稻麦收获机、青储机等农业收获机械以及货车车架的设计。

参考文献:

- [1] 江长堆,王筱,任灿营,等.农用运输车车架设计思路[J].拖拉机与农用运输车,1999(5):6-9.
- [2] 俞东海,苏军琪,田海洲,等.自卸车专用车架设计[J].专用汽车,2009(12):48-50.
- [3] 陈铭年,庄继德.汽车车架计算方法和结构优化变量综述[J].汽车工程,1996,18(5):285-289.
- [4] 王铁,赵震,陈峙,等.基于灵敏度分析的自卸车车架优化设计[J].太原理工大学学报,2012,43(5):610-614.
- [5] 廖宇兰,刘世豪,孙佑攀,等.基于灵敏度分析的木薯收获机车架结构优化设计[J].农业机械学报,2013,44(12):56-61.
- [6] 龙凯,覃文洁,左正兴,等.基于拓扑优化方法的牵引车车架优化设计[J].机械设计,2007,24(6):52-54.
- [7] 刘齐茂.汽车车架的结构优化设计[J].机械设计与制造,2005(4):1-3.
- [8] VELOSO V, MAGALHAES H S, BICALHO G I, et al. Failure investigation and stress analysis of a longitudinal stringer of an automobile chassis[J]. Eng Fail Anal, 2009, 16(2009): 1696-1702.
- [9] MAT M H, GHANI A R A. Design and analysis of 'Eco' car chassis[J]. Procedia Engineering, 2012, 41: 1756-1760.
- [10] NOR M A M, RASHID H, MAHYUDDIN W M F W, et al. Stress analysis of a low loader chassis[J]. Procedia Engineering, 2012, 41: 995-1001.
- [11] PATIL H B, KACHAVE S D, DEORE E R. Stress analysis of automotive chassis with various thicknesses[J]. IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering, 2013, 6(1): 44-49.
- [12] ASKER H K, DAWOOD T S, SAID A F. Stress analysis of standard truck chassis during Ramping on block using finite element method[J]. ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences, 2012, 7(6): 641-648.
- [13] SUH N P. Axiomatic design: advances and applications [M]. New York: Oxford university press, 2001.
- [14] 李福强,刘守荣,毛恩荣,等.基于功率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.
- [15] 唐敦兵,钱晓明,王晓勇,等.公理化设计矩阵与设计结构矩阵同步演化机制研究[J].计算机集成制造系统,2007,13(8):1465-1475.
- [16] 刘洪林.拖拉机设计手册[M].北京:机械工业出版社,1994.
- [17] 中国农业机械化科学研究院.农业收获机械设计手册[M].北京:中国农业科学技术出版社,2007.
- [18] 王直民,张土乔,吴小刚.不平整路面上的车辆等效动载系数[J].浙江大学学报(工学版),2007,41(6):1007-1011.