

锤片式饲料粉碎机架板的有限元分析及拓扑优化

张永杰¹ 徐红梅¹ JAY H Kim² 刘爽¹ 王成龙¹ 姜威¹

1. 华中农业大学工学院/农业农村部长江中下游农业装备重点实验室, 武汉 430070;

2. College of Engineering and Applied Science, University of Cincinnati, 2901 Woodside Drive, Cincinnati, US

摘要 以某锤片式饲料粉碎机转子系统架板为研究对象,采用 ANSYS Workbench 软件对其进行静力学计算与模态分析。结果显示:实际工况下架板的最大总形变量为 0.035 mm,其发生在中间支撑板上装有 8 块锤片的 2 个销轴的安装孔处,架板沿 X、Y 及 Z 轴方向上的最大形变量分别为 0.035、0.001 以及 0.016 mm,各形变量均较小且与架板实际受力情况相符;架板所受最大应力为 165.72 MPa,且应力较大的部位仅集中分布在中间支撑板上装有 8 块锤片的 2 个销轴的安装孔附近,架板上绝大部分位置的应力值均在 36.862 MPa 以下;架板的一阶固有频率为 339.79 Hz,且前六阶固有频率均远大于粉碎机的激振频率 58.33 Hz,但其存在较大的材料冗余。基于此,对架板进行拓扑优化,并根据材料去除率为 50% 的计算结果对架板结构进行优化设计,优化后架板的质量由最初的 46.66 kg 降至 25.85 kg。对优化后的架板进行静力学计算与模态分析,结果表明,全新的架板的强度与刚度均足够,且其材料冗余量大幅降低,架板在工作过程中不会发生共振。

关键词 粉碎机架板; 静力学计算; 模态分析; 拓扑优化; 静动态特性; 结构优化; ANSYS Workbench

中图分类号 TQ 051.9 **文献标识码** A **文章编号** 1000-2421(2019)05-0159-09

随着工农业的快速发展,我国饲料工业进入了全新的发展阶段。2017 年全国饲料总产量已达到 1.869 亿 t,高居世界第一位^[1]。饲料行业发展水平的高低已成为衡量现代农业发展程度的重要标志^[2],而饲料粉碎机是饲料工业中的核心机械装备之一,开展有关粉碎机结构设计与优化的研究对于进一步提高我国饲料行业的发展水平具有重要意义^[3]。锤片式粉碎机是目前饲料工业中应用最为广泛的一种粉碎机机型,其主要利用转子系统中高速旋转的锤片对物料的冲击、剪切与摩擦等作用以粉碎物料,具有粉碎质量好、传动连接方式灵活、空载启动迅速、适应性好、通用性强、使用维修方便等优点。但锤片式粉碎机在使用过程中仍存在效率低、能耗高、噪音大、粉碎粒度不均匀等突出问题^[4-7]。以上问题的产生在一定程度上与粉碎机转子系统的振动状况密切相关,而架板作为粉碎机转子系统的支撑件,其静态与动态特性对转子系统的振动有重要影响。但已有的关于粉碎机的研究主要集中在转子特性分析、粉碎室宽度设计、锤片与筛片的结构优

化等方面。谢瑞清^[8]采用有限元法对锤片式粉碎机转子系统的振动模态与不平衡响应等动态特性进行了研究。吴兆辉等^[9]对 6JCF-45B 型与 6JCFD-55 型菌草粉碎机的粉碎室进行了分隔处理,建立了各种不同形状和容积的粉碎室,并对粉碎机的基本性能进行了测试。杜小强等^[10]基于虚拟样机技术探讨了锤片磨损对转子振动的影响规律。曹丽英等^[11]通过试验台实验与颗粒动力学仿真相结合的方法,研究了粉碎机筛片的结构参数以及分离装置内部的气流速度对粉碎机筛分效率的影响,并揭示了粉碎机工作过程中物料的透筛机制。Farayibi^[12]利用 SolidWorks 软件中的有限元分析工具对细丝线圈生产用塑料回收机中的粉碎装置的应力分布与变形量进行了仿真分析。Kshirsagar 等^[13]以罐式粉碎机为研究对象,采用 ANSYS Workbench 软件分析了其主要零部件的应力、应变分布与挠度,通过分析确保了粉碎机设计的安全性。总体来看,目前针对粉碎机架板静动态特性的研究相对较少,有关架板结构优化的研究则几乎为空白。实际生产中,

收稿日期: 2018-10-30

基金项目: 国家自然科学基金面上项目(51875230); 中央高校基本科研业务费专项(2662019PY082)

张永杰,硕士研究生。研究方向: 农机装备振动舒适性分析与研究。E-mail: hzauzhangyongjie@126.com

通信作者: 徐红梅,博士,副教授。研究方向: 农机装备振动舒适性分析与研究。E-mail: xhm790912@163.com

架板对粉碎机整机性能的影响还有待深入研究。

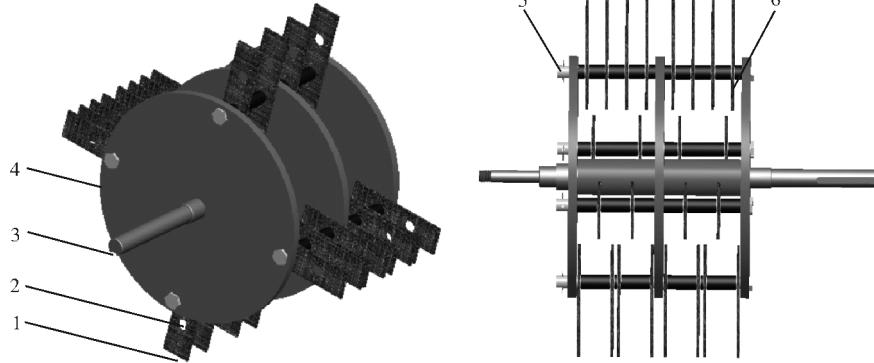
本研究以某锤片式粉碎机转子系统架板为研究对象,分析研究其静态与动态特性,并对其结构进行动态优化设计,为粉碎机架板的结构设计与优化提供理论参考。

1 材料与方法

1.1 粉碎机转子系统架板有限元分析模型的建立

1)架板三维几何模型的建立。锤片式饲料粉碎机转子系统主要由锤片、销轴、主轴、架板、开口销以及套筒组成,如图1所示。本研究中,转子系统的直径为604 mm,轴向宽度为301 mm,转速为3 500

r/min。锤片的排列方式为对称交错型,所用锤片总数为24块,锤片使用效率高且运动轨迹均匀不重复,转子系统受载均匀,设备运转平稳^[14-15]。粉碎机架板为三支撑板四销孔的结构形式,其直径为400 mm,轴向宽度为301 mm,3块支撑板的厚度均为15 mm,支撑板上沿直径为360 mm的圆的圆周方向均匀分布4个直径为20 mm的销孔,用于销轴的安装。由于架板在粉碎机工作过程中将承受由销轴与锤片的离心力所产生的压力,该压力将可能使架板发生较大变形,且架板的振动特性对粉碎机整机的振动具有重要影响,故本研究主要对架板进行有限元分析与结构优化设计。



1.锤片 Hammer; 2.销轴 Pin roll; 3.主轴 Principal axis; 4.架板 Frame plate; 5.开口销 Split pin; 6.套筒 Sleeve.

图1 粉碎机转子系统三维几何模型

Fig.1 3D model of the rotor system of the hammer feed grinder

2)架板有限元分析模型的建立。基于ANSYS Workbench平台,建立粉碎机架板的有限元分析模型,过程包含架板三维几何模型的导入、材料属性的定义以及网格的划分。本研究中,架板材料为Q235,其密度为 $7.86 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$,弹性模量为 $2.12 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$,泊松比为0.288。网格划分是后续进行架板静力学计算与模态分析的关键环节,划分时应考虑将网格数量确定在合适范围内。网格数量的增加会提高分析结果的准确性,但同时也会增加计算量。本研究采用自动网格划分法对架板三维几何模型进行网格划分离散化处理^[16-17],结果如图2所示。架板有限元分析模型的网格节点数为697 989,单元数为459 368,平均网格质量为0.824 91 g,划分效果较优。

1.2 粉碎机转子系统架板的静力学计算与模态分析

1)架板的静力学计算。本研究对粉碎机架板

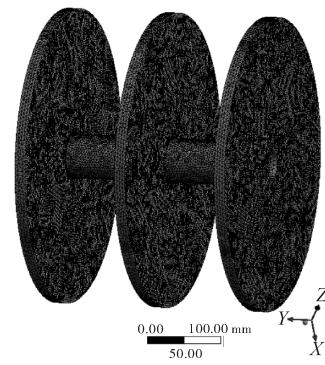


图2 架板有限元分析模型

Fig.2 Finite element analysis model of the frame plate
有限元分析模型进行静力学计算,得到给定参数下架板的静力学计算结果。转子系统高速旋转时,架板的受力主要集中在销轴安装孔处,孔的内壁所受压力应为销轴对架板压力与销轴所受离心力之和。为此,以下首先分析销轴的受力情况。将4根销轴按顺次编号为销轴I至销轴IV(其中,销轴I与销轴

Ⅲ上均装有 8 块锤片, 销轴Ⅱ与销轴Ⅳ均装有 4 块锤片)。考虑到锤片排列紧密且数量较多, 故将每根销轴左右轴段锤片所受到的离心力简化至该轴段的中心, 则销轴Ⅰ与销轴Ⅲ、销轴Ⅱ与销轴Ⅳ的受载情况相同。

销轴Ⅰ的受力如图 3 所示。其中, F_{11x} 与 F_{11y} 、 F_{12x} 与 F_{12y} 、 F_{13x} 与 F_{13y} 分别为架板的 3 块支撑板上的销轴安装孔对销轴Ⅰ的约束力, 由于销轴与架板安装孔内壁为线接触, 故水平方向的力 F_{11x} 、 F_{12x} 、 F_{13x} 可近似为零; F_{14} 、 F_{15} 分别为销轴Ⅰ左右轴段上锤片所受离心力之和, 且 $F_{14}=F_{15}=4F_0$ (F_0 为单个锤片所受离心力)。图 3 中 $l_1=7.5 \text{ mm}$, $l_2=l_3=l_4=l_5=71.5 \text{ mm}$, $l_6=26.5 \text{ mm}$ 。

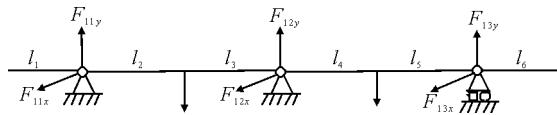


图 3 销轴Ⅰ的受力示意图

Fig.3 Diagrammatic sketch of stresses on the pin roll I

由粉碎机转子系统的转速 $n=3\ 500 \text{ r/min}$, 单个锤片的质量 $m_1=0.33 \text{ kg}$, 转子中心到锤片末端及锤片质心的距离分别为 $r_1=302 \text{ mm}$ 、 $r_2=212 \text{ mm}$, 可计算得到转子系统的角速度 $\omega=2\pi n=366.52 \text{ rad/s}$, 锤片末端的速度 $v_0=\omega r_1=110.69 \text{ m/s}$, 单个锤片所受离心力为 $F_0=m_1\omega^2 r_2=9\ 398.17 \text{ N}$ 。因此, $F_{14}=F_{15}=4F_0=37\ 592.68 \text{ N}$ 。

由图 3 可知, 销轴Ⅰ可看作一度静不定梁。若选择中间支撑板上的销轴安装孔为多余约束, 则相应的多余支反力为 F_{12y} 。由此可得销轴Ⅰ的相当系统, 如图 4 所示。

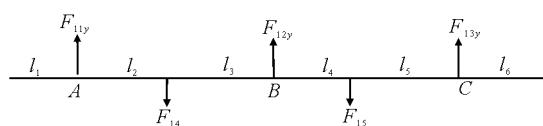


图 4 销轴Ⅰ的相当系统

Fig.4 Replaceable system of the pin roll I

由材料力学相关知识可得如下方程组:

$$\begin{cases} F_{11y}+F_{12y}+F_{13y}=F_{14}+F_{15} \\ F_{14}l_2+F_{15}(l_2+l_3+l_4)=F_{12y}(l_2+l_3)+ \\ F_{13y}(l_2+l_3+l_4+l_5) \end{cases} \quad (1)$$

图 4 中, 销轴Ⅰ在载荷 F_{14} 、 F_{15} 以及多余支反力 F_{12y} 的作用下发生变形。为保证销轴Ⅰ的变形与实际情况相符, 需使多余约束处的位移满足原始约束条件。具体到本研究, 即要求销轴Ⅰ的相当系

统中, 横截面 B 处的挠度 ω_{1B} 为零。由此可在方程组(1)的基础上, 添加变形协调条件 $\omega_{1B}=0$ 。

基于叠加法的基本原理, 横截面 B 处的挠度 ω_{1B} 可看作 F_{14} 、 F_{15} 以及多余支反力 F_{12y} 分别在 B 处所产生的挠度 $\omega_{11}(\downarrow)$ 、 $\omega_{12}(\downarrow)$ 、 $\omega_{13}(\uparrow)$ 之和, 即变形协调条件可表示为式(2)所示形式。其中, ω_{11} 、 ω_{12} 、 ω_{13} 的表达式分别如式(3)、(4)、(5)所示。

$$\omega_{1B}=\omega_{11}+\omega_{12}-\omega_{13}=0 \quad (2)$$

$$\omega_{11}=\frac{F_{14}l_2(l_4+l_5)}{6(l_2+l_3+l_4+l_5)E_1} \times [(l_2+l_3)^2+2(l_2+l_3+l_4+l_5)(l_2+l_3)] \quad (3)$$

$$\omega_{12}=\frac{F_{15}(l_2+l_3)(l_4+l_5)}{6(l_2+l_3+l_4+l_5)E_1} \times [(l_2+l_3)^2-(l_2+l_3+l_4+l_5)^2+l_5^2] \quad (4)$$

$$\omega_{13}=\frac{F_{12y}(l_2+l_3)(l_4+l_5)}{6(l_2+l_3+l_4+l_5)E_1} \times [(l_2+l_3)^2-(l_2+l_3+l_4+l_5)^2+(l_4+l_5)^2] \quad (5)$$

其中, E_1 为销轴Ⅰ的弯曲刚度。联立以上四式求解可得:

$$F_{12y}=\frac{11}{16}(F_{14}+F_{15}) \quad (6)$$

联立方程组(1)与式(6), 解得 $F_{11y}=F_{13y}=11\ 747.71 \text{ N}$, $F_{12y}=51\ 689.94 \text{ N}$ 。

同理, 对销轴Ⅱ进行受力分析, 如图 5 所示。

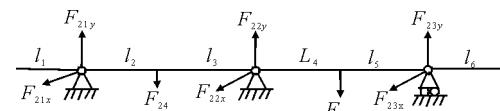


图 5 销轴Ⅱ的受力示意图

Fig.5 Diagrammatic sketch of stresses on the pin roll II
其相当系统如图 6 所示。

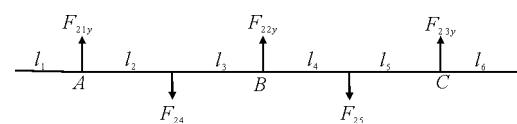


图 6 销轴Ⅱ的相当系统

Fig.6 Replaceable system of the pin roll II

其中, $F_{24}=F_{25}=2F_0=18\ 796.34 \text{ N}$ 。如前所述, 利用相同的方法可求得 $F_{21y}=F_{23y}=5\ 873.86 \text{ N}$, $F_{22y}=25\ 844.97 \text{ N}$ 。

考虑到架板上销轴安装孔所受压力为销轴对架板压力与销轴所受离心力之和, 故下面求解转子系统额定工况下, 单根销轴所受离心力 $F_{\text{销}}$ 。 $F_{\text{销}}$ 可由式(7)计算得来:

$$F_{\text{销}}=m_{\text{销}}\omega^2 r_{\text{销}} \quad (7)$$

其中, 单根销轴的质量 $m_{\text{销}}=0.81 \text{ kg}$, 销轴的角速

度 $\omega_{\text{销}} = 366.52 \text{ rad/s}$, 销轴质心至转子中心的距离 $r_{\text{销}} = 180 \text{ mm}$ 。代入数值, 计算可得 $F_{\text{销}} = 19586.23 \text{ N}$ 。由于本研究所设计的粉碎机架板由 3 块支撑板组成, 故单根销轴所受离心力在每块支撑板上产生的压力 $F_6 = 1/3F_{\text{销}} = 6528.74 \text{ N}$ 。

综上所述, 架板上各销轴安装孔所受压力 F_{ij} (其中, i 为销轴编号, 其取值为 1、2、3、4; j 为支撑板编号, 其取值为 1、2、3) 分别为:

$$F_{11} = F_{31} = F_{11y} + F_6 = 18276.45 \text{ N} \quad (8)$$

$$F_{12} = F_{32} = F_{12y} + F_6 = 58218.68 \text{ N} \quad (9)$$

$$F_{13} = F_{33} = F_{13y} + F_6 = 18276.45 \text{ N} \quad (10)$$

$$F_{21} = F_{41} = F_{21y} + F_6 = 12402.60 \text{ N} \quad (11)$$

$$F_{22} = F_{42} = F_{22y} + F_6 = 32373.71 \text{ N} \quad (12)$$

$$F_{23} = F_{43} = F_{23y} + F_6 = 12402.60 \text{ N} \quad (13)$$

此外, 架板在工作过程中还受到主轴所传递的扭矩的作用。由粉碎机的功率 P 与转速 n 可计算得到扭矩 T :

$$T = 9550 \frac{P}{n} \quad (14)$$

其中, $P = 15 \text{ kW}$, $n = 3500 \text{ r/min}$, 计算得 $T = 40.93 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

基于 ANSYS Workbench 平台, 建立架板的静力学分析项目 Static Structural, 将架板所受各载荷添加至其有限元分析模型之上, 并在架板与主轴的配合面添加固定约束。架板的载荷及约束条件施加情况如图 7 所示。



图 7 架板载荷及约束条件施加情况示意图

Fig.7 Diagrammatic sketch of application of loads and constraints on the frame plate

在前述基础上, 对架板进行静力学计算求解, 结果如图 8 所示。由图 8 可知, 从变形的角度来看, 架板的最大总形变量为 0.035 mm, 其发生在中间支撑板上销轴 I 与销轴 III 的安装孔处(此 2 个销轴上均装有 8 块锤片)。架板沿 X、Y 及 Z 轴方向上的最大形变量分别为 0.035、0.001、0.016 mm。各形变

量均较小且与架板实际受力情况相符。从应力分布的角度来看, 架板所受最大应力为 165.72 MPa, 且应力较大的部位仅集中在中间支撑板上销轴 I 与销轴 III 的安装孔附近, 架板上绝大部分位置的应力值均在 36.862 MPa 以下。考虑到架板材料 Q235 的最大许用应力为 235 MPa, 则可计算得到架板的安全系数为 1.42。因此, 可认为本研究中架板的强度与刚度均足够, 能满足锤片式粉碎机的实际工作需求, 但架板上有相当部分的材料所受应力及变形均较小, 架板材料冗余量较大, 存在一定的优化空间。

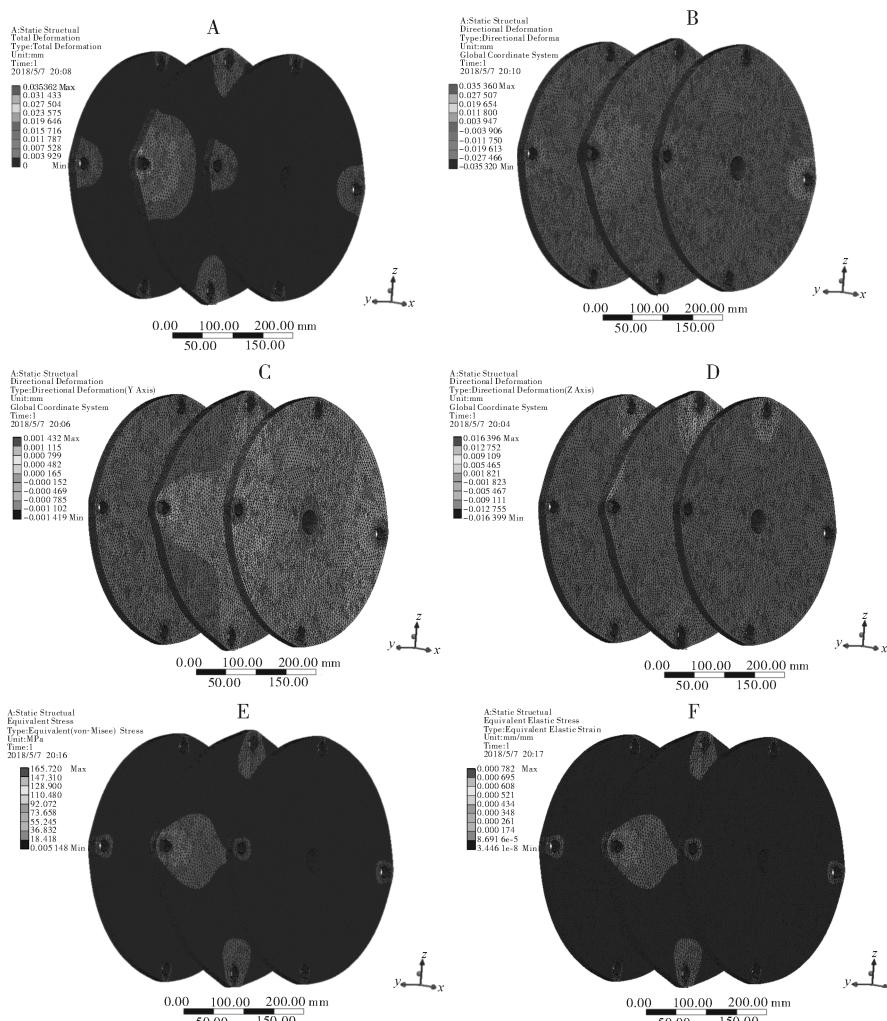
2) 架板的模态分析。根据架板的实际工况, 采用 ANSYS Workbench 软件建立粉碎机架板的模态分析项目 Modal, 在架板与主轴的配合面添加固定约束, 进行约束模态分析, 结果如图 9 所示。架板的前六阶固有频率及相应的振型如表 1 所示。由锤片式粉碎机的工作原理可知, 其在工作过程中的激振频率为转子系统高速旋转所产生的振动频率。由于转子系统的转速为 $n = 3500 \text{ r/min}$, 则计算可得粉碎机的激振频率 $f = 58.33 \text{ Hz}$ 。分析可知, 架板的前六阶固有频率均大于粉碎机的激振频率 58.33 Hz, 即架板在实际工况下可有效避免共振现象的发生, 其动态特性较好。

2 结果与分析

2.1 架板的拓扑优化

拓扑优化是一种在给定载荷与边界条件下, 寻求材料在设计空间内的最优分布状态的优化方法, 又称轮廓优化或广义形状优化。与传统的优化设计方法相比, 进行拓扑优化时无需定义相关参数及优化变量, 仅需确定结构的材料特性、载荷与边界条件以及去除材料的百分比^[18-21]。ANSYS Workbench 软件采用变密度法的思想, 将机械装备的结构拓扑优化问题转化为一种特殊形式的形状优化问题^[22], 利用其 Shape Optimization 模块可方便地对机械结构进行拓扑优化仿真。

调用 Shape Optimization 模块, 建立粉碎机架板拓扑优化项目, 依次完成架板材料属性的定义、三维几何模型的导入、网格的划分以及载荷与边界约束条件的施加, 并将 Shape Finder 中的 Target Reduction 依次设定为 20%、30%、40%、50%, 求解结果如图 10 所示。



A:架板的总变形 Total deformation of the frame plate; B:架板沿 X 轴方向的变形 Deformation of the frame plate along the X-axis; C:架板沿 Y 轴方向的变形 Deformation of the frame plate along the Y-axis; D:架板沿 Z 轴方向的变形 Deformation of the frame plate along the Z-axis; E:架板的应力 Stress on the frame plate; F:架板的应变 Strain on the frame plate.

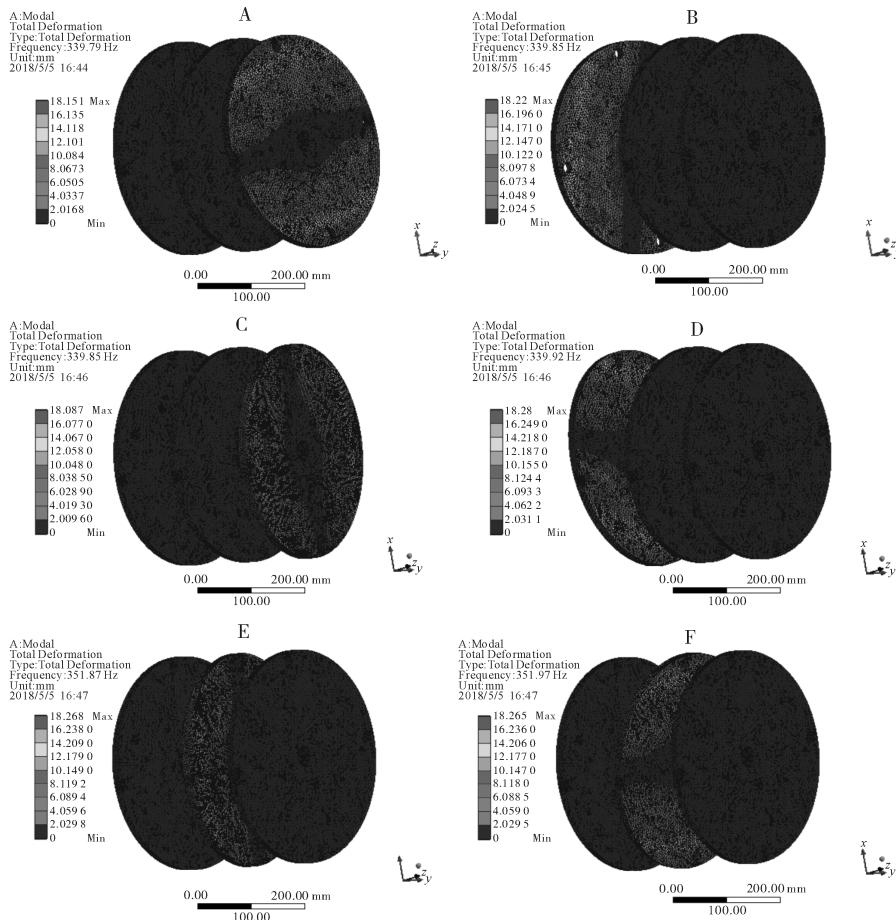
图 8 架板的静力学分析结果

Fig.8 Static analysis results of the frame plate

表 1 架板模态频率及振型描述

Table 1 Modal frequency and vibration mode description of the frame plate

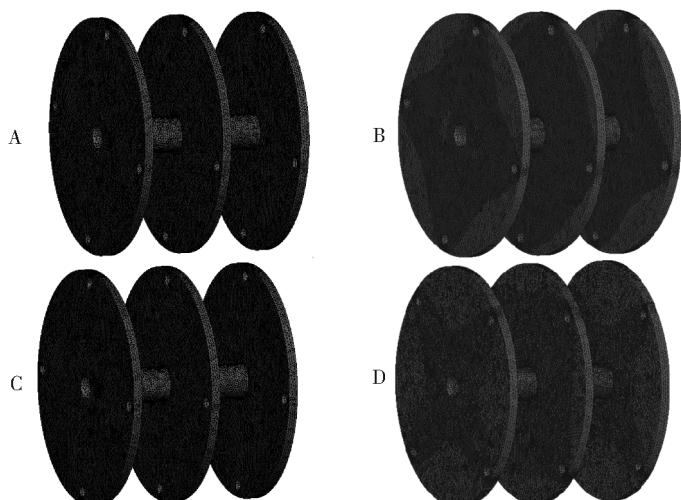
模态阶次 Model order	固有频率/Hz Natural frequency	主振型 Model shape
1	339.79	右侧支撑板沿 Y 轴前后扭动 The right support plate twists forward and backward along the Y axis
2	339.85	左侧支撑板沿 Y 轴大幅度左右扭动,并且右侧支撑板沿 Y 轴小幅度左右扭动 The left support plate twists greatly left and right along the Y axis, and the right support plate twists slightly left and right along the Y axis
3	339.85	左侧支撑板沿 Y 轴小幅度左右扭动,并且右侧支撑板沿 Y 轴大幅度左右扭动 The left support plate twists slightly left and right along the Y axis, and the right support plate twists greatly left and right along the Y axis
4	339.92	左侧支撑板沿 Y 轴前后扭动 The left support plate twists forward and backward along the Y axis
5	351.87	中间支撑板沿 Y 轴左右扭动 The middle support plate twists left and right along the Y axis
6	351.97	中间支撑板沿 Y 轴前后扭动 The middle support plate twists forward and backward along the Y axis



A:架板一阶模态 The first-order mode of the frame plate; B:架板二阶模态 The second-order mode of the frame plate; C:架板三阶模态 The third-order mode of the frame plate; D:架板四阶模态 The fourth-order mode of the frame plate; E:架板五阶模态 The fifth-order mode of the frame plate; F:架板六阶模态 The sixth-order mode of the frame plate.

图9 架板模态分析结果

Fig.9 Modal analysis results of the frame plate



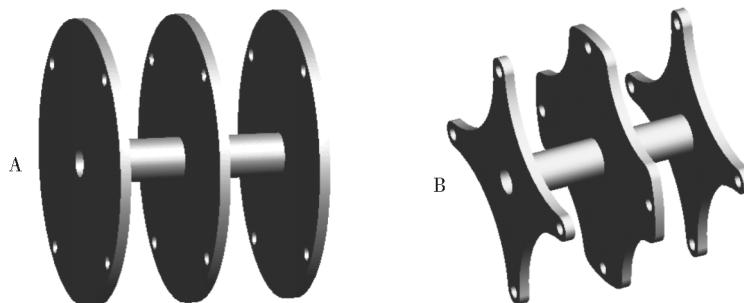
A:材料去除率为 20% The target reduction is 20%; B:材料去除率为 30% The target reduction is 30%; C:材料去除率为 40% The target reduction is 40%; D:材料去除率为 50% The target reduction is 50%.

图10 架板拓扑优化结果

Fig.10 Topological optimization result of the frame plate

根据架板拓扑优化结果,对其结构进行优化设计。综合考虑架板的强度、刚度及生产制造成本等因素,确定架板的材料去除率为 50%,经优化设计

后得到如图 11 所示的全新架板。优化后的架板中的 3 块支撑板均为中心对称图形,考虑到中间支撑板承载较大,故其材料去除量较两侧支撑板低。



A: 优化前的架板 The frame plate before optimization; B: 优化后的架板 The frame plate after optimization.

图 11 架板优化前后对比图

Fig.11 Comparison diagram of the frame plate before and after optimization

2.2 架板优化前后性能对比

为探究新架板的强度与刚度是否满足粉碎机的性能要求,并分析其在工作过程中是否会发生共振,

现对新架板进行静力学计算与模态分析,并从质量、最大变形、最大应力、最大应变、固有频率等五个方面将优化前后的架板特性进行对比,结果如表 2 所示。

表 2 优化前后架板特性

Table 2 Characteristics of the frame plate before and after optimization

架板特性 Characteristics of the frame plate	质量/kg Mass	最大变形/mm Maximum deformation	最大应力/MPa Maximum stress	最大应变 Maximum strain	一阶固频/Hz First order natural frequency
优化前 Before optimization	46.66	0.035	165.72	0.000 78	339.79
优化后 After optimization	25.85	0.036	170.83	0.000 81	446.89
改变比例/% Change ratio	-44.59	+2.86	+3.08	+3.85	+31.52

由表 2 可知,优化后架板的质量有了大幅降低,最大变形、最大应力以及最大应变均有极小幅增加,但其增长幅度在容许范围内,一阶固有频率有较大幅度的提升。因此,可认为对架板所进行的拓扑优化在保证其强度与刚度足够并且不发生共振的条件下,很好地实现了架板的轻量化设计,架板的优化效果良好。

3 讨 论

静力学计算主要用于分析不包含惯性和阻尼对系统作用的情况下,系统零部件在固定载荷下的位移、应力与应变。同时,静力学计算可以分析固定不变的载荷和可近似为静力作用的随时间变化的载荷对系统的影响^[23-24]。而通过模态分析可以获知机械装备的固有频率与振型,进而研究其振动特性,优化

其三维结构,最终避免可能引发的共振^[25-26]。模态分析可分为反映结构本身固有特性的自由模态分析与反映结构真实振动情况的约束模态分析,且结构的各阶固有频率值随阶数的增加而增大,较大变形往往出现在其前几阶模态中。而本研究旨在探究粉碎机架板在实际工况下的振动特性,因此仅分析了架板的前六阶约束模态。

利用 ANSYS Workbench 软件,对粉碎机转子系统中的关键零部件架板进行静力学计算与模态分析,研究其静态与动态特性。结果表明,架板变形极小,其最大总形变量仅为 0.035 mm;板上最大应力值为 165.72 MPa,且应力较大的部位仅集中分布在中间支撑板上装有 8 块锤片的两销轴的安装孔附近,其余位置的应力值均在 36.862 MPa 以下;架板的一阶固有频率为 339.79 Hz,其前六阶固有频率

均远大于粉碎机的激振频率 58.33 Hz。因而,架板的强度与刚度足够,其在实际工作过程中不会发生共振,但架板材料的冗余量较大。

基于架板的静力学计算与模态分析结果,在保证其静态与动态特性良好的情况下,对其进行拓扑优化以降低其材料冗余量。根据适用对象的不同,拓扑优化可分为连续结构拓扑优化与离散结构拓扑优化。常用的连续结构拓扑优化方法包括变密度法、均匀化法、进化结构优化法以及水平集法等^[20],而离散结构拓扑优化则需在其基结构方法的基础上通过不同的优化算法进行求解^[22]。对于连续结构拓扑优化而言,由于变密度法的概念通俗易懂,计算求解较为简单,且其更能反映拓扑优化的本质特征,因而工程实际中变密度法的应用更为广泛。本研究采用基于变密度法思想的 ANSYS Workbench 软件实现了架板的拓扑优化。将材料去除率依次设定为 20%、30%、40% 及 50%,并综合考虑架板的强度与刚度以及生产制造成本等因素,基于材料去除率为 50% 的计算分析结果,设计得到全新结构的架板。优化后的架板质量由最初的 46.66 kg 降至 25.85 kg。

最后,对优化后的架板进行静力学计算与模态分析,结果表明,全新的架板的强度与刚度均足够,且其不会在工作过程中发生共振。架板静态与动态特性良好,材料冗余量大幅降低,优化设计在理论上取得了较好效果。

参 考 文 献

- [1] 范春旭.2017 年奥特奇全球饲料调查报告[J].中国畜牧业,2017(6):42-43.
- [2] 华萍,党晓伟,李庆华,等.我国饲料行业现状与发展趋势[J].河南畜牧兽医(市场版),2014,35(10):15-17.
- [3] 何冲,刘梅英,吴慧子,等.粉碎机筛网破损线阵扫描自动识别系统的设计与实现[J].华中农业大学学报,2017,36(1):123-129.
- [4] 张军.锤片式粉碎机工作效率及降噪改进探讨[J].农业科技与装备,2015(7):34-35.
- [5] 葛一健.我国饲料粉碎机发展及质量检测分析[J].渔业现代化,2009,36(5):67-69.
- [6] 董艇艇,周福民,宋艳萍,等.锤片式粉碎机转子轴组固有频率及振幅的分析[J].天津理工大学学报,2003,19(2):61-63.
- [7] 王晓博,谢瑞清,丁武学,等.锤片式粉碎机转子结构动态优化设计[J].振动与冲击,2010,29(5):147-149.
- [8] 谢瑞清.锤片式粉碎机动态特性研究[D].南京:南京理工大学,2008.
- [9] 吴兆辉,郑绍鸿,林元淙.菌草粉碎机粉碎室的形状与结构[J].福建农业大学学报,1994(4):480-483.
- [10] 杜小强,宗力,廖庆喜.锤片磨损对粉碎机转子振动影响的虚拟样机仿真(英文)[J].农业工程学报,2005,21(10):100-104.
- [11] 曹丽英,张跃鹏,张玉宝,等.筛片参数优化对饲料粉碎机筛分效率的影响[J].农业工程学报,2016,32(22):284-288.
- [12] FARAYIBI P K. Finite element analysis of plastic recycling machine designed for production of thin filament coil[J]. Nigerian journal of technology (NIJOTECH), 2017,36(2):411.
- [13] KSHIRSAGAR V N, CHAUDARY D S K, MISNAME A P. Experimentation and analysis of an automation can/plastic bottle crusher machine[J]. International journal for innovation research in science & technology, 2014,1(2):1-5.
- [14] 李更强,郭新荣.锤片式粉碎机锤片的设计与研究[J].农业技术与装备,2012(5):38-40.
- [15] 杜小强,宗力.基于虚拟样机的锤片式粉碎机转子动力学特性研究[J].农业机械学报,2005,36(7):53-56.
- [16] 夏雄.小型可移动式树枝粉碎机关键部件的研究[D].武汉:华中农业大学,2014.
- [17] 房泽鑫,张宗超,张进凯,等.基于 ANSYS 粉碎机齿爪磨损的计算机分析及仿真[J].农业装备与车辆工程,2015(9):48-50.
- [18] 宋浩,薛华夏,俞竹青.SR3-600 型焊接机器人结构的静力学动力学分析和拓扑优化[J].机械设计与研究,2016(4):50-53.
- [19] CANFIELD S, FRECKER M. Topology optimization of compliant mechanical amplifiers for piezoelectric actuators[J]. Structural & multidisciplinary optimization, 2000,20(4):269-279.
- [20] 牛小铁,董立立.机械结构拓扑优化设计研究现状及其发展趋势[J].煤矿机械,2012,33(9):5-7.
- [21] 刘爽,徐红梅,周杰钟,等.基于模态的联合收获机车身框架振动特性分析与结构优化[J].华中农业大学学报,2018,37(3):108-116.
- [22] 孙佳.基于 ANSYS Workbench 的 9FQ-31 型锤片式粉碎机的有限元分析及优化[D].昆明:昆明理工大学,2014.
- [23] 薛大维,赵雨旸.客车车架有限元静力学分析[J].哈尔滨工业大学学报,2006,38(7):1075-1078.
- [24] 钱春华.桑枝削片粉碎机三维设计与结构分析的研究[D].南京:南京林业大学,2006.
- [25] 梁君,赵登峰.模态分析方法综述[J].现代制造工程,2006(8):139-141.
- [26] 蒋红旗,王繁生.起重机吊臂结构有限元模态分析[J].农业机械学报,2006,37(3):20-22.

Finite element analyses and topology optimization of hammer feed grinder frame plate

ZHANG Yongjie¹ XU Hongmei¹ JAY H Kim²
LIU Shuang¹ WANG Chenglong¹ JIANG Wei¹

1. College of Engineering, Huazhong Agricultural University/Key Laboratory of Agricultural Equipment in Mid-Lower Yangtze River, Ministry of Agriculture and Rural Affairs, Huazhong Agricultural University, Wuhan 430070, China;

2. College of Engineering and Applied Science, University of Cincinnati, 2901 Woodside Drive, Cincinnati, US

Abstract The static calculation and modal analyses of the frame plate of a hammer feed grinder rotor system were performed with ANSYS Workbench software. The results showed that under the actual working conditions, the maximum total deformation of the frame plate was 0.035 mm, occurring at the mounting holes of the two pin rolls with eight hammers on the intermediate support plate, and the maximum deformation of the frame plate along the X-axis Y-axis and Z-axis was 0.035 mm, 0.001 mm and 0.016 mm, respectively. All deformations were small and consistent with the actual load condition of the frame plate. The maximum stress on the frame plate was 165.72 MPa, and the parts with large stress were only concentrated near the mounting holes of the two pin rolls with eight hammers on the intermediate support plate. The stress values at most other positions on the frame plate were below 36.862 MPa. The first-order natural frequency of the frame plate was 339.79 Hz, and its first six order natural frequencies are much higher than the excitation frequency of the hammer feed grinder calculated as 58.33 Hz. But there is a serious material redundancy problem. Based on this, the topology optimization of the frame plate was conducted. The frame plate structure was optimized on the basis of calculating material removal rate as 50%. The quality of the new frame plate was reduced from the initial 46.66 kg to 25.85 kg after optimization. The results of static calculation and modal analyses of the optimized frame plate showed that both the strength and stiffness of the new frame plate were sufficient, and its material redundancy was greatly reduced. The frame plate did not resonate during the working process. It is indicated that the optimized design of the frame plate has desirable effects.

Keywords grinder frame plate; static calculation; model analysis; topology optimization; static and dynamic characteristic; structural optimization; ANSYS Workbench

(责任编辑:陆文昌)